

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh hydrostatického pohonu malého zemního stroje

**Proposal of Hydrostatic Travel Drive for Small
Earthmoving Machine**

Student:
Vedoucí diplomové práce:

Bc. Vladimír Pešl
doc. Dr. Ing. Lumír Hružík

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vladimír Pešl**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Návrh hydrostatického pohonu pojezdu malého zemního stroje**
Proposal of Hydrostatic Travel Drive for Small Earthmoving Machine

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte rešerši k problematice pohonů pojezdů mobilních strojů.
2. Proved'te silový a momentový rozbor zatížení stroje v jeho provozních stavech.
3. Vytvořte hydraulické schéma pohonu pojezdu stroje včetně přídavných funkcí.
4. Zpracujte návrh, výpočet a specifikaci jednotlivých hydraulických prvků v obvodu.
5. Navrhňte typ spalovacího motoru včetně výkonových parametrů.

Seznam doporučené odborné literatury:

LIFT, H., HANSEL, M. *Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik*. Vogel verlag Würzburg, 1991, 354 s., ISBN 3-8023-0445-41.

SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1990, 336 s., ISBN 80-7078-037-1.

PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*. SNTL Praha, 1987, 256 s.

NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1995. 166 s., ISBN 80-7078-297-8.

HESSE H., BREDENFELD G., GREISE K. *Traktorhydraulik – Komponenten und Systeme von landwirtschaftlichen Traktoren*. Expert verlag – Renningen, 2004, 174 s., ISBN 3-8169-2299-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr.Ing. Lumír Hružík**

Konzultant diplomové práce: Ing. Erik Stonawski, Ph.D.

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



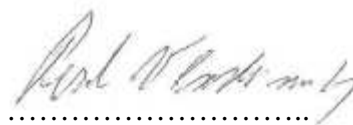
prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.5.2012




.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č . 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména ,§ 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO .
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby,

V Ostravě 18.5.2012


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Vladimír Pešl Bc.

Adresa trvalého pobytu autora práce: Odry – Dobešov č. 14
742 35 Odry

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PEŠL, V. *Návrh hydrostatického pojezdu malého zemního stroje: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2012, 66 s. Vedoucí práce: Hružík, L.

Diplomová práce se zabývá návrhem hydraulického obvodu malého zemního stroje. Práce je zaměřena zejména na strukturu hydrostatického pohonu pojezdu malého nakladače, který je řešený jako uzavřený hydraulický obvod. Nedílnou součástí práce je i hydraulický systém pracovní hydrauliky stroje pro zdvih ramene a přídatných funkcí, což je strukturováno jako otevřený hydraulický obvod. V úvodu je definována problematika a rozbor vícemotorových pohonů, jejich synchronizaci a struktur řešení, následuje vlastní návrh pojezdu, který v sobě zahrnuje silový rozbor s následným určením parametrů hydraulických motorů, čerpadel a jejich ovládání. Samostatnou kapitolu práce tvoří problematika a uspořádání nosiče příslušenství, u něhož je rovněž řešena kinematika, volba přímočarých hydromotorů, ovládacích a bezpečnostních prvků. V diplomové práci je rovněž uveden návrh a specifikace spalovacího motoru stroje.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

PEŠL, V. *Proposal of Hydrostatic Travel Drive for Small Earthmoving Machine : Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering , Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, 2012, 66 s, Thesis head: Hružík, L.

The thesis deals with design of hydraulic circuit for small ground machine. The design is concentrated to a hydrostatic driving mechanism of small ground machine, which is solved as a closed hydraulic circuit. The second main part of this thesis is aimed to a hydraulic system for lifting of working arm and additional function which are solved as an non – closed hydraulic circuit. The chapter „An Introduction” generally describes multi – engine drive units, their synchronization and solving structure. Next chapter introduces my own design of driving mechanism including power analysis with following determination of parameters for the hydrostatic engines, pumps and their operating. The Separate chapter discuss about an organization in an accessories carrier, there is also calculated the kinematics, the linear hydraulics motor selection and operating and safety elements in this chapter. The thesis contains also design and summary of a combustion engine used as an driving unit of small ground machine.

OBSAH

OBSAH.....	8
Seznam použitých symbolů a značek	10
1. ÚVOD.....	14
1. Současné trendy v řešení mobilních strojů	15
2.1 Dělení mobilních strojů	15
2.2 Rozdělení hydraulických pohonů strojů	16
2.2.1 Hydrodynamický převod	16
2.2.2. Hydrostatický převod.....	17
2.2.2.1. Struktury hydrostatického převodu.....	20
2.2.2.2 Způsoby zapojení hydromotorů u vícemotorových pohonů	21
2.3 Celkové hodnocení hydrostatického převodu	23
2.4 Příklady možného zapojení hydromotorů	24
3. Výpočet pohonu mobilního stroje.....	25
3.1 Parametry mobilního stroje.....	25
3.2 Silová rovnováha pohonu	26
3.2.1 Síla odporů válení	27
3.2.2. Síla odporů stoupání	28
3.2.3. Síla od odporu vzduchu	28
3.2.4. Síla odporů čepového tření	28
3.2.5. Síla odporu setrvačných hmot.....	29
3.2.6. Síla odporů přívěsu	29
3.2.7. Celkové síly odporů	29
3.3. Výpočet tažné síly	30
3.4 Výpočet výkonu spalovacího motoru	31
3.5 Výpočet hydromotorů	32
3.5.1 Průtok hydromotory	35
3.6. Návrh hydrogenerátoru	36
4. Hydraulické prvky pohonu stroje	41
4.1 Dělič průtoku	41
4.2 Dvojitý ovládací pedál HC-RCD [8]	43
5. Hydraulické řízení stroje.....	43
5.1 Výpočet přímočarých hydromotorů řízení.....	44
5.2 Výpočet posilovače řízení.....	46
6. Pracovní hydraulika stroje	48
6.1 Parametry pracovního ramene	48
6.2 Výpočet hydromotoru ramene	48
6.3 Kontrola pístnice na vzpěr	49
6.4 Volba hydromotoru teleskopu	51
6.5 Volba hydromotoru upínací desky přidavných zařízení	51
6.6 Výpočet hydrogenerátoru přidavných zařízení	52
6.6 Volba rozvaděče	54
6.7 Paralelogram	56
6.8 Ostatní komponenty pracovní hydrauliky.....	57
6.8.1 Jednosměrný brzdňý ventil	57
6.8.2 Proudový ventil.....	57
6.8.3 Pádový ventil	58
7. Výpočet velikosti nádrže	59
8. Filtrace kapaliny	60

9. Tepelná bilance hydraulického obvodu	60
9.1 Ztrátový výkon.....	60
9.2 Volba chladiče	61
10. Závěr	63
11. Seznam použité literatury	65
12. Přílohy.....	66

Seznam použitých symbolů a značek

Značka:	Název:	Jednotka:
D	průměr	[m]
D _p	průměr pístu	[m]
F	síla	[N]
F _h	hnací síla	[N]
F _f	síla odporů válení	[N]
F _s	síla odporů stoupání	[N]
F _v	síla odporů vzduchu	[N]
F _a	síla setrvačných hmot	[N]
F _č	síla čepového tření	[N]
F _p	síla od přívěsu	[N]
F _t	tažná síla	[N]
F _{max}	maximální síla	[N]
F _{min}	minimální síla	[N]
F _{fs}	síla odporů válení stroje	[N]
F _{as}	síla setrvačných hmot stroje	[N]
F _{ss}	síla odporů stoupání stroje	[N]
F _{cs}	celkové síly stroje	[N]
F _{fn}	síla odporů válení na nápravu	[N]
F _{sn}	síla setrvačných hmot na nápravě	[N]
F _{tn}	trakční síla na nápravě	[N]
F _{max,n}	maximální síla na nápravě	[N]
F _H	síla působící na hydromotor	[N]
F _{kr}	kritická síla	[N]
G	tíhová síla	[N]
G _w	přenos energie	[W]
J	moment setrvačnosti	[kg.m ⁴]
M	motor	[1]
M _{HM}	moment hydromotoru	[N.m]
M _G	moment hydrogenerátoru	[N.m]
M _M	moment motoru	[N.m]

M_k	kroutící moment	[N.m]
P	výkon (příkon)	[W]
P_{sm}	výkon spalovacího motoru	[W]
P_G	výkon hydrogenerátoru	[W]
P_M	výkon hydromotoru	[W]
P_1	vstupní výkon	[W]
P_2	výstupní výkon	[W]
$Q_{chladiče}$	průtok chladičem	[m ³ s ⁻¹]
Q_M	průtok hydromotoru	[m ³ s ⁻¹]
Q_G	průtok hydrogenerátoru	[m ³ s ⁻¹]
R_k	poloměr kola	[m]
S	plocha	[m ²]
S_p	plocha pístu	[m ²]
S_{pt}	plocha pístní tyče	[m ²]
T	těžiště	[1]
V	objem	[m ³]
V_g	geometrický objem	[m ³]
$V_{g.M}$	geometrický objem hydromotoru	[m ³]
$V_{g.G}$	geometrický objem hydrogenerátoru	[m ³]
V_{hr}	geometrický objem hydromotoru ramene	[m ³]
V_{ht}	geometrický objem hydromotoru teleskopu	[m ³]
V_{hd}	geometrický objem hydromotoru upínací desky	[m ³]
V_c	celkový objem	[m ³]
V_N	objem nádrže	[m ³]
$V_{ghř}$	geometrický objem hydromotoru řízení	[m ³]
$V_{gřj}$	geometrický objem jednotky řízení	[m ³]
V_{gprac}	geometrický objem hydrogenerátoru pracovní	[m ³]
W_1	vstupní energie	[W]
W_2	výstupní energie	[W]
Z	zátěž	[1]
a	zrychlení	[m.s ⁻²]
a,b,c	délka	[m]
f_0	součinitel odporu válení	[1]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]

i_c	převodový poměr	[1]
i	poloměr setrvačnosti plochy pístnice	[m]
k	koefficient bezpečnosti	[1]
l	délka	[m]
l_{red}	redukována délka	[m]
m	hmotnost	[kg]
m_p	hmotnost	[kg]
n	otáčky	[1/s]
n_G	otáčky hydrogenerátoru	[1/s]
n_M	otáčky hydromotoru	[1/s]
n_{min}	minimální otáčky	[1/s]
n_{max}	maximální otáčky	[1/s]
n_k	otáčky kola	[1/s]
o_k	obvod kola	[m]
p	tlak	[Pa]
Δp	tlakový spád	[Pa]
Δp_z	ztrátový výkon	[W]
r	poloměr	[m]
t	čas	[s]
v	rychlost	[m.s ⁻¹]
α	úhel	$1^\circ = \left(\frac{\pi}{180} \right) \text{rad}$
β	součinitel uložení hydromotoru	[1]
γ	součinitel spolehlivosti	[1]
δ	součinitel rotačních hmot	[1]
η	účinnost	[1]
η_c	účinnost celková	[1]
η_{mp}	účinnost mechanicko tlaková	[1]
η_Q	účinnost objemová	[1]
λ	štíhlost pístnice	[1]
μ	součinitel adheze	[1]
π	Ludolfovo číslo	[3,14159]
σ_{pt}	mez kluzu	[Pa]

τ	teplota	[°C; K ⁻¹]
ϕ	tepelný tok	[W]

1. ÚVOD

Moderní doba sebou přináší zvýšené nároky na rychlost vykonávaných operací, což sebou přináší mzdové úspory a tím pádem i zvýšení šancí firem na získání zakázek k vykonávání různých krátkodobých, či sezóních prací.

Mimo jiné z těchto důvodů se setkáváme v mnoha oborech lidské činnosti s malými pomocníky ve formě malých zemních strojů. Tyto stroje jsou většinou navrhovány jako nosiče různých přídatných zařízení s možností jejich rychlé záměny. Například komunální stroj může být osazen sněžným pluhem, který se v případě potřeby, nahradí sněhovou frézou a na dočistění plochy použije zametací příslušenství. Je-li potřeba, může být zároveň vybaven posypovým rozmetadlem. Díky svým rozměrům a vysoké manévrovací schopnosti jsou tyto stroje předurčeny pro práci v omezených prostorách, (chodníky, interiéry budov, místa kde je zapotřebí šetrnosti k okolí atd.). Ve stavebnictví disponují tyto stroje dostatečnou silou na to, aby mohly bez problému nahradit ve stísněných prostorách mnohem větší stroje. Široké uplatnění nacházejí také v zemědělství a lesnictví jako pomocníci při údržbě zeleně parkových ploch, poklizení dobytka a spoustě jiných činností spojených s tímto odvětvím.

Za všechny svoje vlastnosti vděčí malé zemní stroje hydraulice. Ta jim umožňuje rychlou změnu směru jízdy, dovoluje jim při řízení smykem otočení téměř na místě a v neposlední řadě umožňuje umístit přídatné zařízení podle potřeby prakticky kamkoli na stroj i mimo něj, kdy složí jako mobilní zdroj tlakové kapaliny.

Jak bylo již výše uvedeno možností využití je nepřeberné množství a proto je se třeba při návrhu takového stroje držet užší specifikace. Stavební a zemědělský stroj se musí konstrukčně lišit jak z hlediska hydrauliky (výkon, rychlost stroje), tak z hlediska bezpečnostních norem (například použití ekologicky odbouratelné kapaliny).

A právě návrhem jedné z variant malého zemního stroje se zabývá tato Diplomová práce. Jedná se o víceúčelový zemní stroj se širokým rozsahem použití.

1. Současné trendy v řešení mobilních strojů

2.1 Dělení mobilních strojů

Mobilní stroje se pohybují v rozmanitých prostředích a vykonávají různorodé práce. Z této jejich činnosti vyplývají různé požadavky jak pro samotnou konstrukci stroje, tak i nároky na jejich bezpečný provoz. Dle současných požadavků na trhu s těmito stroji se tyto navrhují jako minimálně dvou rychlostní. A to nižší rychlost jako pracovní, kdy je výkon motoru využíván více na prováděnou práci a rychlost přepravní během které se výkon motoru využívá na co možná nejvyšší rychlost pro přesun na místa prováděných prací. Pro lepší orientaci v široké nabídce těchto strojů, je lze rozdělit do těchto základních skupin.

Podle pole působnosti:

- komunální stroje
- stavební stroje
- zemědělské a lesní stroje
- speciální stroje
- čelní nakladače

V těchto jednotlivých kategoriích lze nalézt veškeré stroje, které nabízí dnešní trh. Od strojů pro zpracování, těžbu a přepravu zeminy. Přes stroje jako jsou silniční válce, až po různé montážní plošiny.

Dále je lze dělit dle různých kritérií např.

- podle počtu hnaných kol nebo náprav (4x4, přední hnací náprava)
- podle podvozku (kolové, pásové, kráčející)
- podle brzd (hydraulická negativní- pozitivní, mechanická)
- podle řízení (řízení kol jedné nápravy, kloubové uspořádání podvozku, smykem)
- podle pohonu (mechanický, hydraulický, kombinace obou)

Z hlediska požadavků na výkon stroje je nutno podotknout, že výkon pohonné jednotky, se u těchto strojů rozděluje pro pojezd, pracovní nastavbu popřípadě řízení. Toto ovšem platí jen v případě, vykonává-li stroj práci během jízdy, např. (použití sněhové frézy).

2.2 Rozdělení hydraulických pohonů strojů

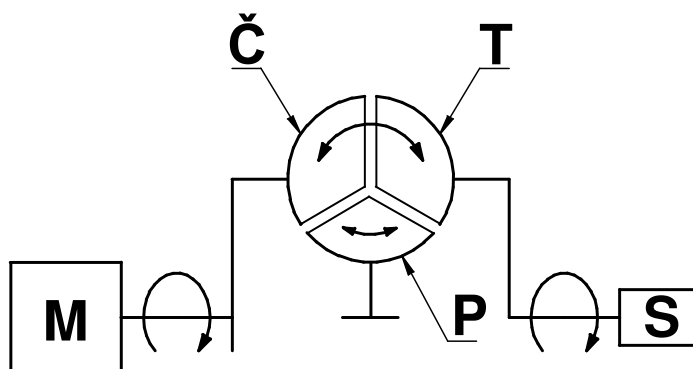
Základní rozdělení pohonu mobilního stroje pomocí kapaliny z hlediska přenosu energie je:

- 1) přenos hydrodynamický
- 2) přenos hydrostatický

2.2.1 Hydrodynamický převod

Hydrodynamický přenos energie v praxi realizujeme dvěma způsoby. Hydrodynamickou spojkou a hydrodynamickým měničem. Hlavní rozdíl mezi hydrodynamickou spojkou a hydrodynamickým měničem je ve tvaru lopatek oběžných kol. Zatímco spojka má lopatky přímé radiální, měnič je vybaven lopatkami se zuby zakřivenými. Druhým podstatným rozdílem je počet oběžných kol. Spojka ke své činnosti potřebuje dvě a měnič minimálně tři oběžná kola. Na schematickém znázornění hydrodynamického měniče (Obr. 2.1) jsou patrné hlavní části takového převodu.

Hnací stroj M, pohání odstředivé čerpadlo Č. Kapalina z čerpadla, proudí o nízkém tlaku ovšem vysokou rychlostí potrubím (v tomto případě je potrubí realizováno převaděčem P) na lopatky oběžného kola turbíny T, které je hřídelí spojeno se strojem S.



Obr. 2.1 Schéma hydrodynamického měniče

Převaděč je možné používat ve třech pracovních polohách. Pro zvýšení reakčního (odtud se můžeme setkat s názvem reaktor) momentu se převaděč otáčí proti směru oběžného kola turbíny. Pro snížení momentu (retardér) se převaděč neotáčí a při použití volnoběžky, kdy je volně unášen stejným směrem i otáčkami jako kola turbíny i čerpadla funguje jako spojka. Existuje i převaděč s lopatkami, které je možno natáčet, což umožňuje regulaci momentu.

Jako každý stroj má i hydrodynamický měnič své klady a zápory. K jeho nesporným kladům patří:

- stoupavost vozidla zvyšuje násobením momentu
- chrání převod před rázy z motoru
- zabraňuje náhlému prokluzu kol
- není nutný spojkový pedál
- umožňuje automatický režim řazení rychlostních stupňů

Zápory:

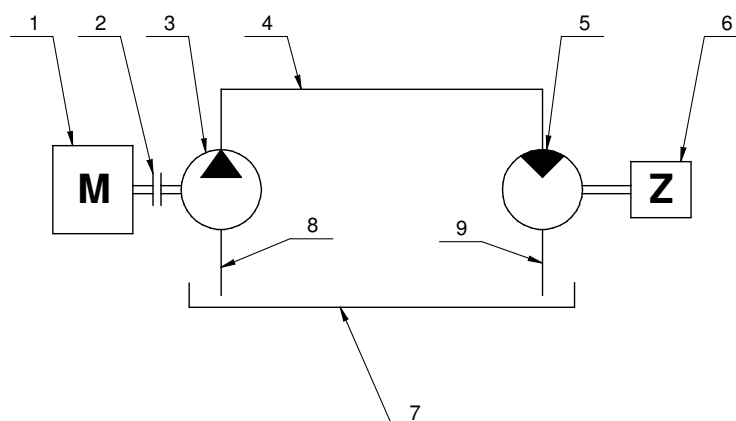
- vysoká cena
- nízký regulační rozsah
- nižší účinnost oproti mechanickému přenosu energie
- nelze zajistit vozidlo zařazením rychlostního stupně
- nelze vozidlo nastartovat roztažením
- větší rozměry ve srovnání s mechanickým převodem

Díky své hlavní nevýhodě nízkému regulačnímu rozsahu a proměnlivé účinnosti se měniče kombinují za sebou, hlavně se spojují s mechanickou převodovkou. Takovéto spojení nazýváme hydrodynamickou převodovkou. Těch se samozřejmě zkonstruovala celá řada. Vzhledem ke svým nevýhodám, v první řadě velkým rozměrům, které sebou přináší u menších strojů komplikace v umístění jednotlivých prvků obvodu pohonu. Dále vysoké ceně, v době kdy tato hraje podstatný vliv při rozhodování zákazníka o koupi takového stroje. V poslední řadě, mnou navrhovaný mobilní stroj má pohon realizován náhonem všech čtyř kol bez přídavné převodovky, je rozměrově malý a z těchto důvodů je hydrodynamický pohon v mém případě nevhodný.

2.2.2. Hydrostatický převod

Hydrostatický přenos energie je realizován dle (Obr. 2.2). Mechanická energie hnacího stroje 1, jenž může být zastoupen spalovacím motorem, nebo elektromotorem je přenášena hřídelí s vloženou spojkou 2 na hydrogenerátor 3. Hydrogenerátor přes sací potrubí 8 nasává kapalinu z nádrže 7 a převádí energii mechanickou hnacího stroje v tlakovou energii kapaliny. Tato kapalina je přiváděna spojovacím potrubím 4, k hydromotoru 5. Ten opět funguje jako převodník, ovšem v jeho případě se jedná o zpětný převod energie kapaliny v energii mechanickou. Z hydromotoru odtéká kapalina potrubím 9 zpět do nádrže 7 a mechanická energie je přenášena hřídelí na hnaný stroj 6. (Obr. 2.2) rovněž

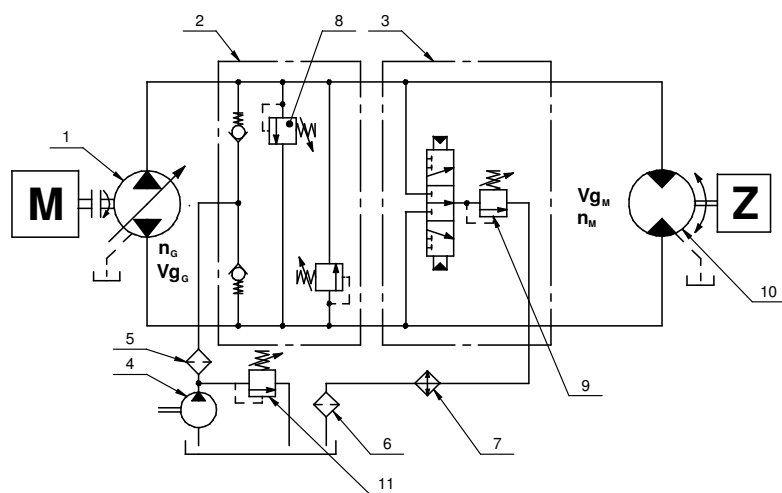
znázorňuje princip otevřeného hydraulického okruhu, kdy se veškerá kapalina použitá při přenosu energie vrací zpět do nádrže.



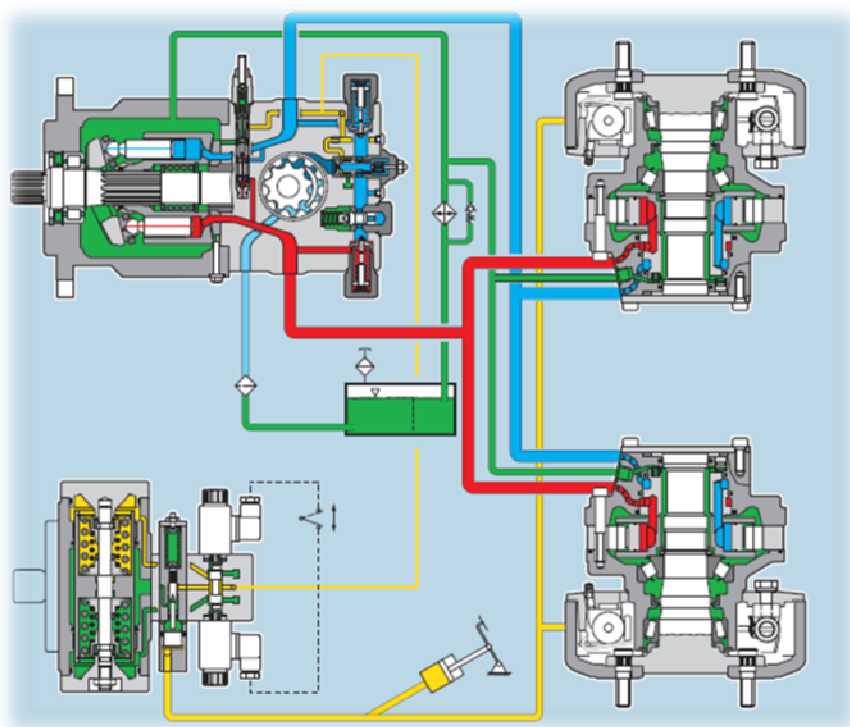
Obr. 2.2. Schéma hydrostatického přenosu energie

U mobilních pracovních strojů se otevřený hydraulický okruh k pohonu stroje téměř nevyskytuje. Je zde ovšem zastoupen pro pracovní hydrauliku stroje. Pro pohon se zde hojně využívá uzavřený hydraulický okruh (Obr. 2.3). Uzavřený hydraulický obvod na rozdíl od otevřeného, potřebuje ke své správné funkci několik hydraulických prvků. V první řadě je to plnící (pomocný) hydrogenerátor 4, který přes vysokotlaký filtr 5 doplňuje obvod kapalinou, která je z obvodu odvedena. Doplnění okruhu se provádí plnícím tlakem, nastaveném na pojistném ventilu 11, přes plnící blok 2. Ten má za úkol udržovat v okruhu tlak nastavený na pojistných ventilech 8 a zároveň udržovat plnící přetlak v sacím vedení. Množství doplňované kapaliny je závislé na objemových účinnostech hydraulických převodníků tj. množství oleje odvedeného leakáží hydrogenerátorů a hydromotorů. K tomuto objemu kapaliny je zapotřebí přičíst kapalinu odvedenou tzv. odpouštěcím blokem 3. Jelikož, se dnes vyrábějí motory a generátory s vysokou účinností a tudíž by odvody z leakází těchto převodníků nepokryly potřeby hydraulického obvodu k čištění a filtraci kapaliny je do obvodu začleněn právě tento odpouštěcí blok. Lze na něm nastavit pomocí pojistného ventilu množství kapaliny, která je posléze chlazena chladičem 7 a filtrována zpětným filtrem 6. Filtr a chladič jsou pochopitelně nutnou součástí i v případě okruhu otevřeného. Na (Obr. 2.4) je zakreslen uzavřený hydraulický obvod s provozní brzdou v hydromotorech. Žlutou barvou je označen ovládací tlak naklápěcí desky čerpadla a zároveň označuje brzdový okruh (silnější čára). Zde je zajímavé, že při použití brzdy tlak z brzdového pedálu zafixuje naklápění

desky v nulové poloze, čímž je zabráněno současnému brzdění a zvyšování rychlosti. Zelenou barvou je označena lekáž, červenou pracovní větev a modrou zpětná větev systému.



Obr. 2.3 Uzavřený hydraulický okruh



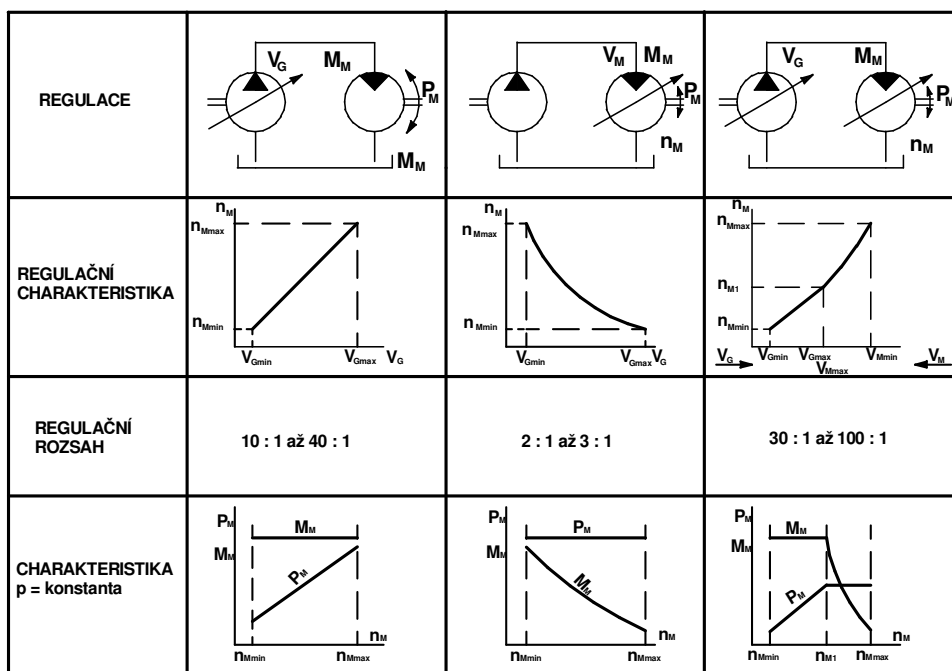
Obr. 2.4 Uzavřený hydraulický obvod s provozní brzdou [5]

2.2.2.1. Struktury hydrostatického převodu

Jelikož smyslem hydrostatického převodu je převod síly, nebo otáček, zapojují se hydrogenerátory s hydromotory nejčastěji v těchto kombinacích:

- neregulační hydrogenerátor s neregulačním hydromotorem
- regulační hydrogenerátor s neregulačním hydromotorem
- neregulační hydrogenerátor s regulačním hydromotorem
- regulační hydrogenerátor i hydromotor

Neregulační hydrogenerátor s neregulačním hydromotorem se, k pohonu zemních strojů nehodí. U takového způsobu zapojení je jedinou možností plynulé regulace změna otáček hnacího stroje, nebo škrcení. Obě metody regulace nepřipadají v úvahu. Na (Obr. 2.5) jsou znázorněny jednotlivé způsoby zapojení včetně jejich charakteristik.



Obr. 2.5 Regulační charakteristiky hydrostatických převodů

Pro pojezd zemního stroje tedy zbývají tři varianty zapojení. Zapojení neřízený hydrogenerátor a řízený hydromotor je omezeno malým regulačním rozsahem při konstantních otáčkách hnacího stroje a vyšší cenou řízených hydromotorů. Cena

hydromotorů, uvažujeme – li o pohonu 4x4 je podstatnou veličinou při volbě zapojení. Z těchto důvodů od této varianty upouštím. Pohon s řízeným hydromotorem i s řízeným hydrogenerátorem se jeví jako ideální z hlediska vysokého rozsahu regulace, umožňujíc dvourychlostní pohon, tak i vysoká účinnost hydromotorů cca. 0,85 – 0,95. Ovšem za cenu složitějšího obvodu, vyšších nároků na čistotu a vyšší pravděpodobnosti poruch a v neposlední řadě i vyšší cena mě utvrzují zavrhnout i tuto kombinaci. Zůstává regulační hydrogenerátor s neregulačními hydromotory. Tento způsob kombinace je v mobilní technice dost hodně rozšířen. Umožňuje dostatečný rozsah regulace, široký sortiment vyráběných hydromotorů jak z hlediska ceny, účinnosti tak i mnoho konstrukčních variant. Dále pak jde o jednoduché zapojení, které v případě menších strojů hraje podstatný vliv na prostorovou náročnost stroje. Jeho hlavní nevýhodou je při použití jednoduchých tím pádem i laciných hydromotorů nízká účinnost hydraulického systému cca. 0,6 – 0,75.

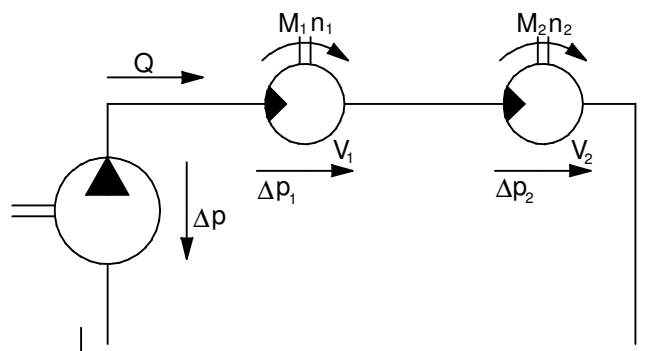
2.2.2.2 Způsoby zapojení hydromotorů u vícemotorových pohonů

U vícemotorových pohonů se používá zapojení:

- a) sériové
- b) paralelní
- c) kombinace obou

a) Sériové zapojení hydromotorů

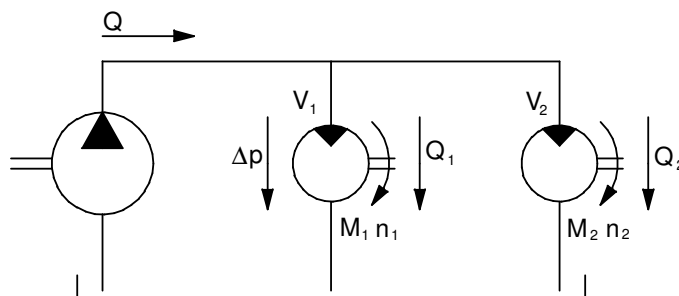
Uvedené zapojení je schematicky znázorněno na (Obr. 2.6). Jestliže mají motory stejný geometrický objem, budou se otáčet přibližně stejnou rychlostí. Rozdíl v rychlostech otáčení motorů je způsoben objemovou ztrátou na prvním motoru. Tuto ztrátu je možné kompenzovat doplněním okruhu mezi jednotlivými motory. Větší problémy má toto zapojení vzhledem k tomu, že tlakový spád se dělí mezi jednotlivé motory a tím pádem jsou tlakově nevyužité. V praxi se u mobilních strojů sériové zapojení využívá pro rychlejší pojezd stroje, a jde - li o zapojení motorů na jedné nápravě, využívá se toto jako uzávěrka diferenciálu.



Obr. 2.6 Sériové zapojení hydromotorů

b) Paralelní zapojení hydromotorů

Toto zapojení na rozdíl od zapojení sériového charakterizuje dělení průtoku na jednotlivé motory, ovšem za stejného tlakového spádu na motorech. Nevýhoda paralelního zapojení spočívá v tom, že dělení průtoku je zajištěno jen za podmínky kdy jsou všechny motory zatěžovány stejným momentem. V praxi to znamená, že jestliže se jedno kolo hnací nápravy vozidla odlehčí (sníží přilnavost k vozovce) dojde k tomu, že veškerý průtok poteče cestou menšího odporu. Odlehčené kolo se bude protáčet a vozidlo nepojede. Tomuto jevu lze zabránit spojením motorů pevnou vazbou. Další variantou synchronizace vícemotorového pohonu je zařazení dvoucestných regulátorů průtoku, ovšem takový způsob je složitý a drahý. V dnešní době se hojně používají děliče průtoku. Takovýto hydraulický prvek se vyrábí pro dva, tři nebo čtyři motory. Lze na nich regulovat přesnost dělení, což je obrovská výhoda u pohonů strojů, neboť, je – li zvoleno dělení s vysokou odchylkou, umožňuje vozidlu plynulý průjezd zatáčkou. Schematicky je paralelní zapojení zachyceno na (Obr. 2.7).



Obr. 2.7 Paralelní zapojení hydromotorů

2.3 Celkové hodnocení hydrostatického převodu

Hydrostatické převody jsou stále hojně využívány a to díky svým výhodám, které převažují nad jejich nevýhodami. Nevýhody převodu lze většinou úspěšně eliminovat, či snížit jejich negativní dopad.

Hlavní výhody hydrostatického převodu

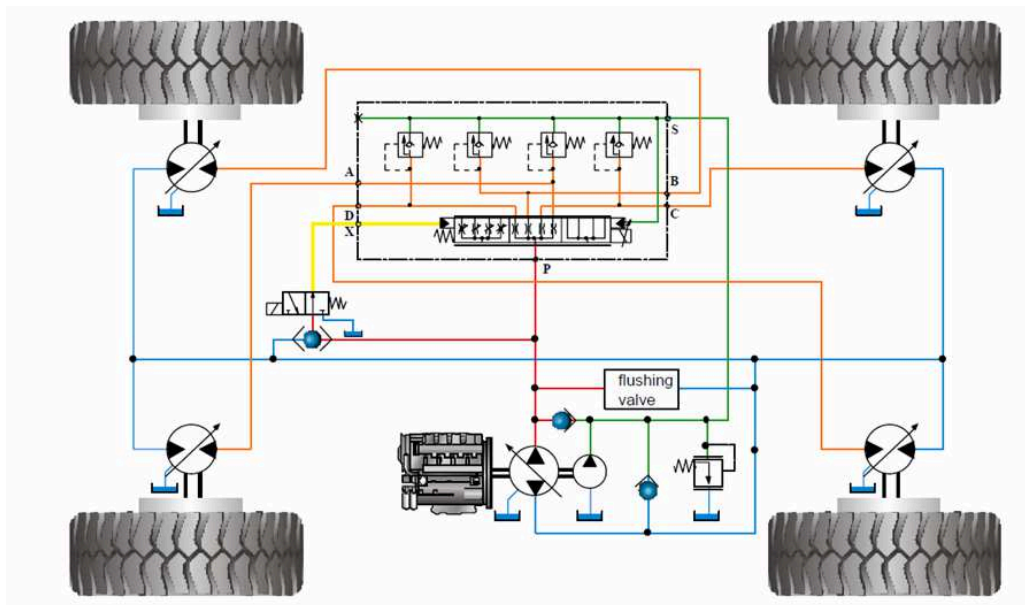
- velikost oproti elektrickým
- plynulá regulace otáček
- menší momenty setrvačnosti
- možnost rozmístění jednotlivých skupin prakticky jakkoli
- bezproblémová změna smyslu otáček (pohybu)
- široký výběr požadovaných komponent a jejich jednoduché zařazení do obvodu podle aktuální potřeby pro daný stroj
- přenos velkých výkonů
- jednoduchá silová regulace

Nevýhody hydrostatického převodu a jejich možná eliminace

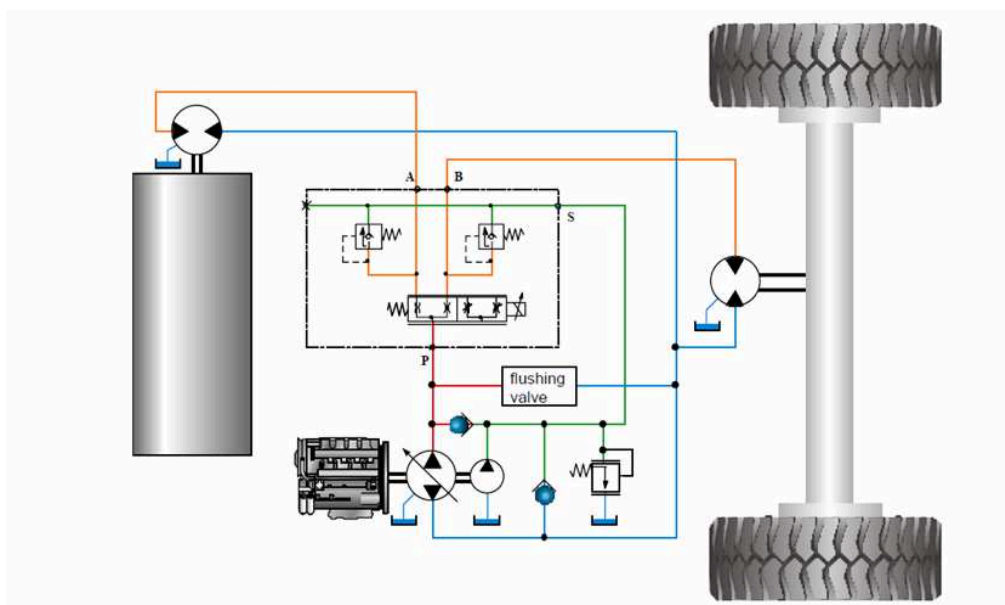
- choulostivost na nečistoty
lze zvýšit životnost stroje dodržováním zásad správné údržby, vhodnou filtrací, použitím hydraulických prvků a oleje pro dané pracovní prostředí
- změny teplot pracovní kapaliny
vhodné chlazení (ohřev) kapaliny, správná volba pracovní kapaliny, vyvarovat se v návrhu obvodu změnám průřezů (např. škrcení) a takto kapalinu zbytečně neohřívat
- úniky oleje do prostředí
únikům lze předcházet údržbou stroje a není – li zbytlí, použít ekologicky odbouratelné kapaliny
- nízká celková účinnost převodu
vhodným návrhem převodu dosáhnout celkové účinnosti blížící se k maximu a to kolem 70%

2.4 Příklady možného zapojení hydromotorů

Na (Obr. 2.8 a 2.9) jsou znázorněny možné příklady zapojení hnacích hydromotorů stroje. V obou případech je zde použit dělič průtoku. V prvním případě na čtyři motory s možností přesnosti dělení pro tři režimy jízdy. V případě druhém se jedná o dělič pro dva motory s přesností dělení pro dva způsoby jízdy. Protože v mém návrhu pohonu stroje, počítám s takovým způsobem zapojení, bude podrobnější popis proveden kapitole 4.



Obr. 2.8 Dělení pro čtyři motory [5]



Obr. 2.9 Dělení pro dva motory [5]

3. Výpočet pohonu mobilního stroje

3.1 Parametry mobilního stroje

max. hmotnost stroje	1200 kg
nosnost stroje	700 kg
svahová dostupnost (stoupavost)	40 %
max. pracovní rychlost	6 km/hod
max. přepravní rychlost	12 km/hod
počet hnacích kol	4
použité pneumatiky	12 x 26''-12
pojezd	hydrostatický
provozní brzda	hydrostatická
parkovací brzda	hydraulicko-mechanická
řízení	hydraulické – kloubové
hmotnost přívěsu	800 kg

Při požadavku na dvourychlostní pohon jsem se rozhodl pro regulační hydrogenerátor a neregulační dvourychlostní pístové hydromotory. Tyto hydromotory jsou sice náročnější jak cenově, tak nároky na vlastnosti kapaliny, ale jejich vlastnosti plně kompenzují dříve jmenované nevýhody. Zároveň, při vložení děliče průtoku pro čtyři hydromotory do hydraulického obvodu, zajistím plnou synchronizaci hydromotorů pro pohyb v terénu. Zvoleným řešením se vyhnu obvodu s přepínáním paralelního a sériového zapojení pro dvě rychlosti a problémům se synchronizací pohonu v režimu 4x4 v těžším terénu. Pro dosažení maximální rychlosti stroje je zapotřebí zvýšit otáčky spalovacího motoru. Jsou-li pracovní otáčky spalovacího motoru např. 2000 1/min, a jeho maximální 3000 1/min zůstává dostatečná rezerva ke zvýšení rychlosti.

3.2 Silová rovnováha pohonu

Při návrhu stroje je zapotřebí navrhnout hnací jednotku tak, aby byla schopna překonat všechny známé odpory související s provozem stroje. K tomuto účelu slouží tzv. pohybová rovnice, která v základním tvaru má takovouto podobu: [1]

$$F_h = F_f + F_s + F_v + F_a + F_p + F_{\zeta} \quad (3.1)$$

kde

F_h – hnací síla

F_f – síla odporů válení

F_s – síla odporů stoupání

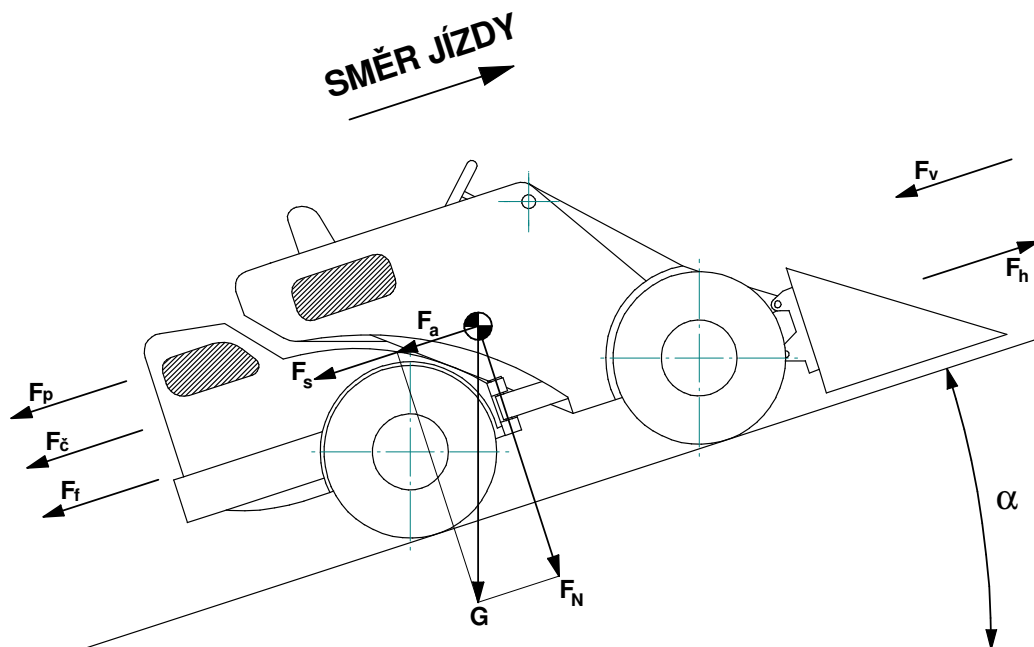
F_v – odpor vzduchu

F_a – setrvačná síla

F_p – síla od přívěsu

F_{ζ} – čepové tření

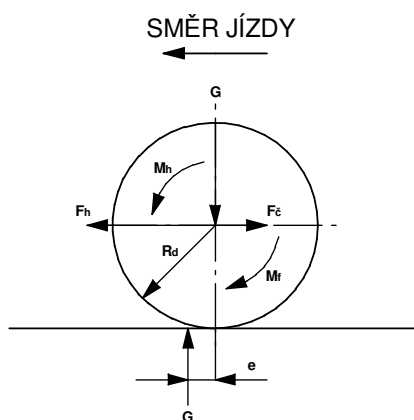
Na (Obr. 3.1) jsou znázorněny síly působící na vozidlo.



Obr. 3.1 Síly působící na vozidlo

3.2.1 Síla odporů válení

Jedná se o sílu působící ve styčné ploše mezi kolem a vozovkou. Vzájemné působení sil odporu válení a síly hnací je znázorněno na (Obr. 3.2).



Obr. 3.2 Silové poměry na kole

Z (Obr. 3.2) lze odvodit vztah pro výpočet sil odporů válení [1]

$$F_f = \frac{M_t}{R_d} = g \cdot m \cdot \frac{e}{R_d} = g \cdot m \cdot f_0 \quad (3.2)$$

Kde f_0 je součinitel odporu válení, jehož hodnoty jsou vyneseny v (Tab. 3.1). Hodnoty jsou vybrány dle potřeby z tabulky [1].

druh vozovky	stav vozovky	f_0 [-]
polní cesta	suchá	0,04 - 0,1
	mokrá	0,08 - 0,2
oranice	čerstvá	0,15 - 0,18
	ulehlá	0,10 - 0,13
louka	suchá	0,04 - 0,08
	mokrá	0,08 - 0,15
písek	vlhký	0,1 - 0,2
	hluboký	0,15 - 0,3
sníh	uježděný	0,03 - 0,05
	hluboký	0,1 - 0,3
náledí	náledí	0,01 - 0,015

Tab. 3.1 Součinitele odporu válení

S přihlédnutím na široký rozsah využití stroje v různých prostředích volím součinitel válení pro těžší terén a to $f_0 = 0,25$. Je zde ještě zapotřebí převést stoupání svahu na úhlové stupně podle vztahu [1] :

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{5}{100} \quad (3.3)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{40}{100} = 21,8$$

$$\alpha = 21,8^\circ$$

Takže konečný tvar rovnice pro výpočet i s přívěsem má tvar, [1]

$$F_f = g \cdot (m_t + m_p) \cdot \cos \alpha \cdot f_0 \quad (3.4)$$

$$F_f = 9,81 \cdot (1900 + 800) \cdot \cos 21,8 \cdot 0,25 = 6148$$

$$F_f = 6148 \text{ N}$$

3.2.2. Síla odporů stoupání

Představuje odpor proti pohybu vozidla. Čím větší bude, tím víc se budou zvyšovat nároky na tažnou sílu vozidla. Její velikost lze vypočítat ze vztahu (3.5) [1]. Je zde opět počítáno s přívěsem.

$$F_s = g \cdot (m_t + m_p) \cdot \sin \alpha \quad (3.5)$$

$$F_s = 9,81 \cdot (1900 + 800) \cdot \sin 21,8 = 5032$$

$$F_s = 5032 \text{ N}$$

3.2.3. Síla od odporu vzduchu

Vzhledem k nízké maximální rychlosti stroje, do 40 km/h, lze tuto sílu zanedbat.

3.2.4. Síla odporů čepového tření

Jedná se o sílu vznikající třením v ložiscích kol. U strojů podobného typu ji lze zanedbat, anebo ji vyjádřit pomocí celkové mechanické účinnosti.

3.2.5. Síla odporu setrvačných hmot

Tato síla má tu vlastnost, že může vozidlo brzdit i zrychlovat. Vzhledem k tomu, že v této fázi výpočtu ještě nejsou známy parametry všech agregátů stroje, jsou kvadratické momenty jednotlivých prvků určeny jen orientačně na základě podobnosti. Celkový odpor od setrvačných sil je pak dopočítán podle vztahu (3.6) [1].

$$F_a = \delta \cdot m_c \cdot a$$

kde

$$\delta = \left(1 + \frac{J_M \cdot i_e \cdot \eta_e + K \cdot J_K}{m_c \cdot R_d^2} \right) \quad (3.6)$$

$$\delta = \left(1 + \frac{10 \cdot 0,9 + 6 \cdot 1,8}{2700 \cdot 0,33^2} \right) = 1,067$$

$$\delta = 1,067$$

Součinitel rotačních hmot odpovídá orientačním velikostem dle (Tab. 3.2) [1] výňatek.

DRUH VOZIDLA	UČINITEL δ
osobní	1,02 - 1,06
nákladní	1,05 - 1,10
terénní	1,07 - 1,12

Tab. 3.2 Součinitel rotačních hmot

Takže celková síla odporu setrvačných hmot při zrychlení vozidla $0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ bude:

$$F_a = 1,067 \cdot 2700 \cdot 0,4 = 1152,36 \quad (3.7)$$

$$F_a = 1152 \text{ N}$$

3.2.6. Síla odporů přívěsu

Tyto síly již byly zahrnuty v předchozích výpočtech (3.4) a (3.5)

3.2.7. Celkové síly odporů

$$F_c = F_f + F_g + F_a \quad (3.8)$$

$$F_c = 6148 + 5032 + 1152 = 12332$$

$$F_c = 12332$$

3.3. Výpočet tažné síly

Povrch	Stav	μ
asfalt	suchý	0,9
	mokrý	0,7
beton	suchý	0,8 - 1,0
	mokrý	0,5 - 0,8
polní cesta	hlinitá	0,8
	písčítá	0,7
oranice	čerstvá	0,4 - 0,5
	ulehlá	0,5 - 0,7
pole	rozbahněné	0,1
louka		0,1
drn		0,8 - 1,0
písek	suchý	0,3 - 0,4
	mokrý	0,4 - 0,5
uježděný sníh		0,2
led		0,1

Tab. 3.3 Součinitelé adheze [2]

Z praxe je známo, že zemní stroje používají přívěsné zařízení jen pro dopravu nářadí nebo potřebného materiálu na pracoviště. Při pracovní činnosti je takovýto přívěs odpojen. Z tohoto důvodu s ním pro výpočet tažné síly nepočítám. Takže ve vztazích (3.4), (3.5) a (3.7) bude hmotnost přívěsu m_p vyňata.

$$F_{fs} = 9,81 \cdot 1900 \cdot \cos 21,8 \cdot 0,25 = 4578,88 \quad (3.9)$$

$$F_{fs} = 4579 \text{ N}$$

$$F_{ss} = 9,81 \cdot 1900 \cdot \sin 21,8 = 3541,162 \quad (3.10)$$

$$F_{ss} = 3541 \text{ N}$$

$$F_{as} = 1,067 \cdot 1900 \cdot 0,4 = 810,92 \quad (3.11)$$

$$F_{as} = 811 \text{ N}$$

Takže celková síla odporů sólo vozidla je dána vztahem (3.8)

$$F_{cs} = 4579 + 3541 + 811 = 8931 \quad (3.12)$$

$$F_{cs} = 8931 \text{ N}$$

Pro výpočet tažné síly zvolím koeficient adheze ve střední hodnotě pro pneumatiku a asfalt $\mu = 0,8$ dle (Tab. 3.3)

$$F_t = g \cdot m_t \cdot \mu \quad (3.13)$$

$$F_t = 9,81 \cdot 1900 \cdot 0,8 = 14911,2$$

$$F_t = 14911 \text{ N}$$

Maximální zatížení F_{max} vozidla je dáno součtem sil oporů proti pohybu F_{cs} a tažnou silou F_t .

$$F_{max} = F_t + F_{cs} \quad (3.14)$$

$$F_{max} = 14911 + 8931 = 23842$$

$$F_{max} = 23842 \text{ N}$$

3.4 Výpočet výkonu spalovacího motoru

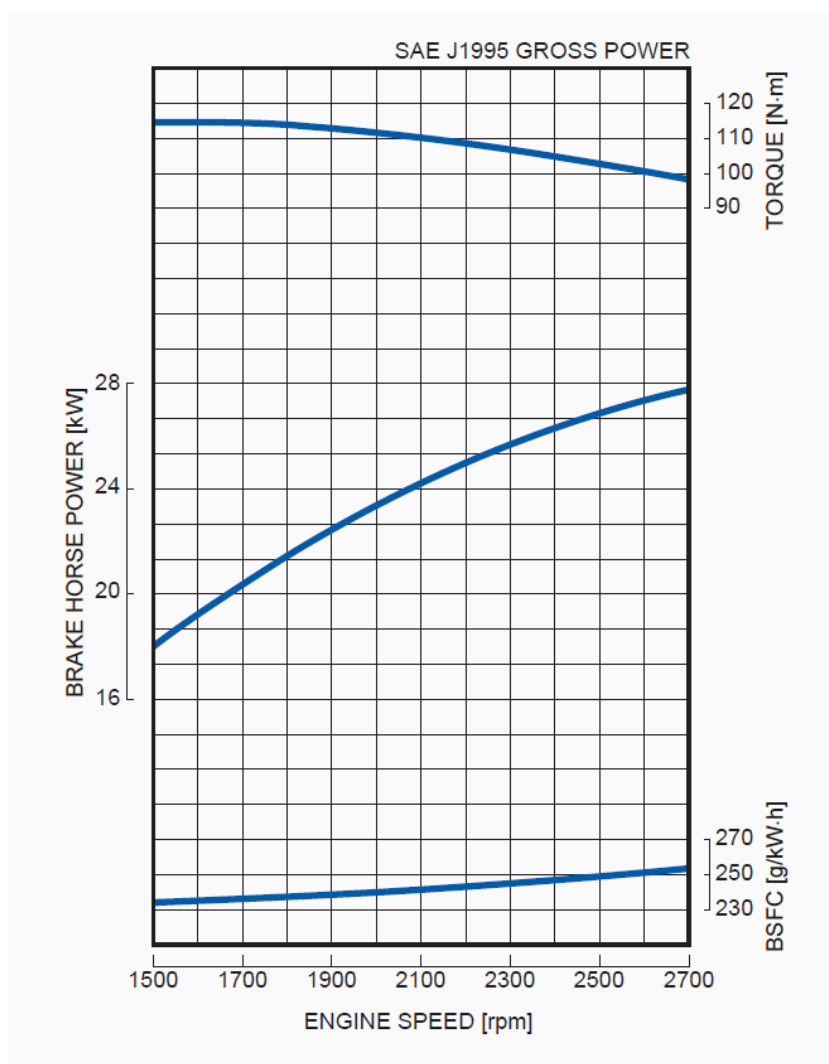
Z praxe je známo, že se pracovní stroje při práci pohybují malou rychlostí podle vykonávaných prací do 4 km/h. Z této rychlosti a z maximální zatěžující síly se vypočte předpokládaný výkon spalovacího motoru P_{sm} .

$$P_{sm} = v_p \cdot F_{max} \quad (3.15)$$

$$P_{sm} = \frac{4}{3,6} \cdot 23842 = 26491,11$$

$$P_{sm} = 26,5 \text{ kW}$$

Pro tento případ jsem vybral motor z nabídky firmy Kubota D 1803-M-E3B s výkonem **27,9 kW** při 2700 otáčkách. Podle výkonového grafu (3.1) maximální krouticí moment na motoru odpovídá otáčkám motoru 1700 1/min. Proto posunu pracovní otáčky stroje na 2000 1/min. S touto hodnotou otáček budu vycházet při dalších výpočtech.



Graf 3.1 Výkonové parametry motoru Kubota D 1083-M-E3B [6]

3.5 Výpočet hydromotorů

Z maximální síly vypočtu zátěžový moment připadající na jedno kolo

$$M_{HM} = \frac{F_{max}}{4} \cdot D_k \quad (3.16)$$

$$M_{HM} = \frac{23842}{4} \cdot 0,33 = 1966,96$$

$$M_{HM} = 1967 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Z výsledného momentu určím geometrický objem hydromotoru. Předpokládám pracovní tlak motoru $\Delta p = 250$ bar a mechanicko tlakovou účinnost odpovídající účinnosti radiálního pístového motoru $\eta_{mp} = 0,96$

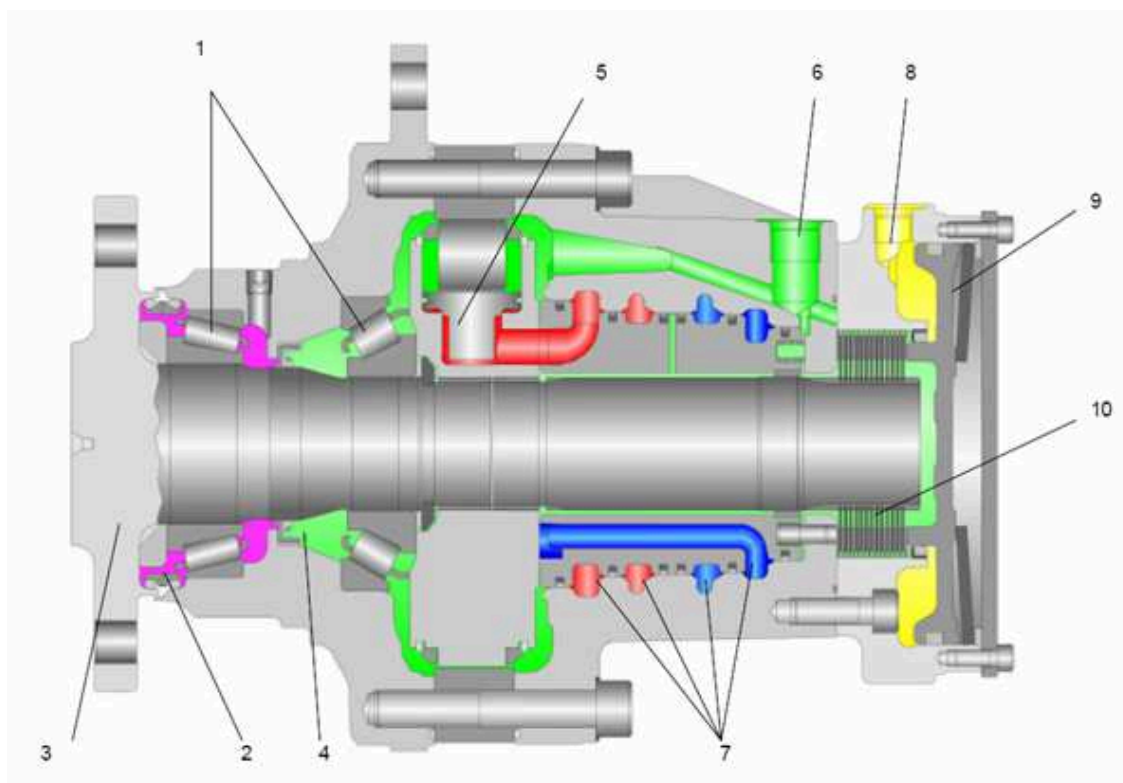
$$V_{gm} = \frac{M_{HM} \cdot 2\pi}{\Delta p} \cdot \frac{1}{\eta_{mp}} \quad (3.17)$$

$$V_{gm} = \frac{1967 \cdot 6,28}{25 \cdot 10^6} \cdot \frac{1}{0,94} = 526,65 \cdot 10^{-6}$$

$$V_{gm} = 515 \text{ cm}^3$$

Pro vypočtené hodnoty a požadavek dvourychlostního pojezdu stroje vyhovuje hydromotor firmy Rexroth Bosch Group MCR 5 D 520 L50 Z – 3X B2 09 2WL 12 s následujícími parametry:

Geometrický objem	V_{gm}	520 cm^3
Maximální otáčky	n_{max}	420 min^{-1}
Krouticí moment (250 bar)	M_k	1860 N.m
Max. krouticí moment	M_{kmax}	3350 N.m
Nominální tlak	Δp_n	250 bar
Maximální tlak	Δp_{max}	450 bar
Brzdňý moment	T_{min}	2200 N.m
Objemová účinnost	η_Q	$0,97$
Mechanicko-tlaková účinnost	η_{mp}	$0,94$

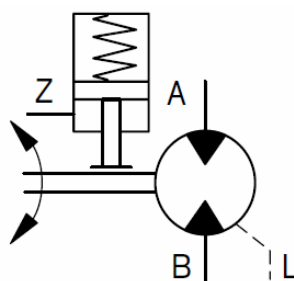


Obr. 3.3 Dvourychlostní radiální pístový hydromotor [5]

Legenda k (Obr. 3.3)

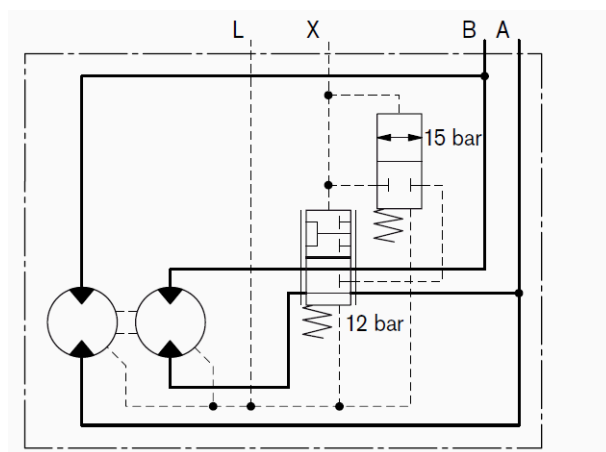
- 1) Kuželíková ložiska
- 2) Dvojité těsnění
- 3) Výstupní příruba pro kolo
- 4) Tlakové těsnění
- 5) Píst
- 6) Pracovní porty
- 7) Porty k ovládání rychlostí motoru
- 8) Port ovládání parkovací brzdy
- 9) Brzda
- 10) Lamely brzdy

Brzda vestavená do tohoto motoru je negativní, to znamená, že její základní poloha je zabrzděna. V principu brzda obsahuje několik třecích lamel, které jsou k sobě přitlačovány většinou talířovými pružinami. Zvýšením respektive snížením tlaku pružin na lamely je možné seřizovat brzdný moment brzdy. Jejich celkovým uvolněním dojde k nouzovému odbrzdění vozidla. Při běžném provozu je k odbrzdění přivedena tlaková kapalina portem Z (Obr. 3.4)



Obr. 3.4 Schéma negativní parkovací brzdy [5]

Na (Obr. 3.5) je schematicky znázorněn princip dvourychlostního radiálního pístového hydromotoru řady MCR. Zjednodušeně jde o to, že lze odpojit polovinu pístků od tlakové kapaliny. V takovém případě se otáčky zdvojnásobí, ovšem krouticí moment klesne na polovinu. To ovšem při přejezdu vozidla bez výkonu pracovní činnosti není na závadu neboť, zde nejsou markantní odpory. Více méně vozidlo překonává „jen“ síly odporů proti jízdě. Přivedením tlakového signálu portem x se přestavením rozvaděčů umožní polovině pístků volné protáčení tzv. běh na prázdko.



Obr. 3.5 Schéma zapojení dvourychlostního pístového hydromotoru [5]

3.5.1 Průtok hydromotoru

Nyní se dopočítá z parametrů navrženého hydromotoru celkový průtok hydromotorů potřebný k návrhu hydrogenerátoru. Otáčky hydromotorů odpovídají pracovní rychlosti $4 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

Otáčky kola

$$n_k = \frac{v}{R_k \cdot 2\pi} \quad (3.18)$$

$$n_k = \frac{4}{0,33 \cdot 2\pi} = 0,536147$$

$$n_k = 0,536 \text{ 1/s}$$

Průtok jedním motorem

$$Q_m = V_{gm} \cdot n_k \cdot \frac{1}{\eta_Q} \quad (3.19)$$

$$Q_m = 0,000520 \cdot 0,536 \cdot \frac{1}{0,97} \cdot 60 = 0,01742$$

$$Q_m = 17,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Odtud průtok čtyřmi motory

$$Q_{mc} = 4 \cdot Q_m \quad (3.20)$$

$$Q_{mc} = 4 \cdot 17,4 = 69,6$$

$$Q_{mc} = 70 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

3.6. Návrh hydrogenerátoru

Z vypočteného celkového průtoku hydromotory je zřejmé, že potřebuji hydrogenerátor s geometrickým průtokem $70 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ při pracovních otáčkách 2000 1/s. Podle těchto parametrů vypočtu geometrický objem hydrogenerátoru.

$$V_{gG} = \frac{Q_{V\dot{z}}}{n} \cdot \frac{1}{\eta_{Q\dot{z}}} \quad (3.21)$$

$$V_{gG} = \frac{70 \cdot 10^{-3}}{2000} \cdot \frac{1}{0,96} = 0,0000364$$

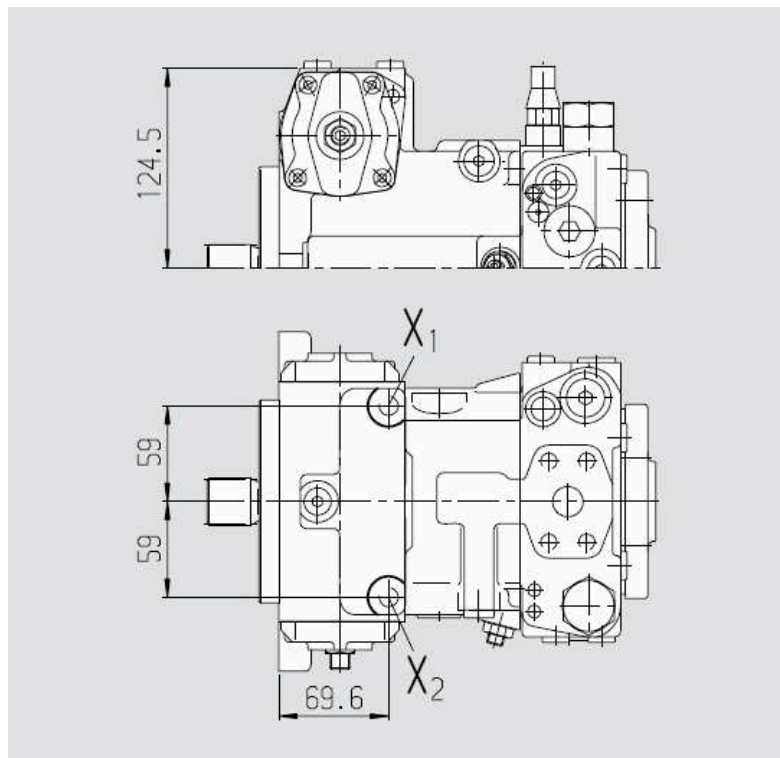
$$V_{gG} = 36,5 \text{ cm}^3$$

Z katalogu firmy Rexroth – Bosch, vybírám variabilní axiální pístový hydrogenerátor série 32 označení A4V G 40 DG 0 0 0 3L/32 P –N Z C 02 N00 02 5 D 000

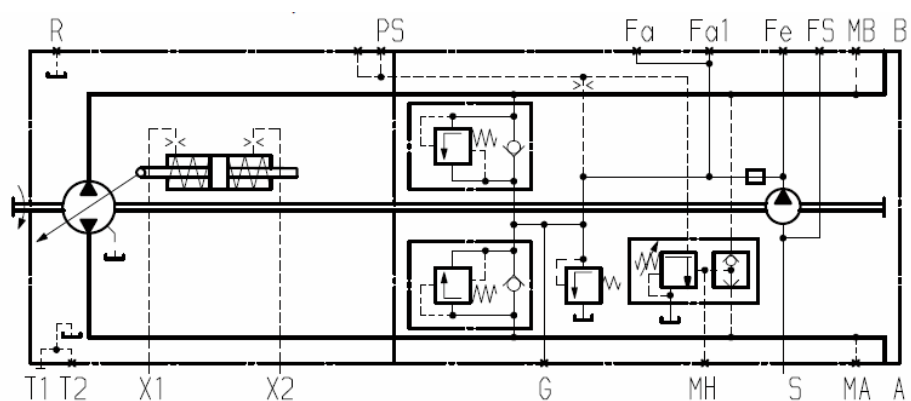
Na (Obr. 3.6) jsou označeny připojovací porty ovládání naklápěcí desky a na (Obr. 3.7) je hydraulické schéma hydrogenerátoru. Čísla a písmena v objednávacím kódu znamenají parametry konkrétního hydrogenerátoru. V mém případě se jedná o tyto parametry:

Geometrický objem	V_{gG}	40 cm^3
Minimální otáčky	n_{\min}	500 1/min
Maximální otáčky	n_{\max}	4000 1/min
Rozsah tlakové regulace	Δp	100-400 bar
Nastavený provozní tlak	Δp	250 bar
Teoretický max. průtok	Q_G	$160 \text{ dm}^3/\text{min}$
Objemová účinnost	η_{QG}	0,96
Mechanicko-tlaková účinnost	η_{mpG}	0,94

Dále je tento hydrogenerátor vybaven plnicím hydrogenerátorem, průběžnou deskou s možností připojení dalšího hydrogenerátoru. Ostatní značení vyjadřují např. použitý materiál těsnění, velikost napájecího proudu v případě řízení elektromagnety, způsob dopravy, rozměry připojovacího hřídele, smysl otáček připojení k hnacímu motoru, atd. Ovládání naklápění bude realizováno dvojitém hydraulickým pedálem, který bude ovládán tlakovou kapalinou vyvedenou z portu Fa1. Důležitá informace o čerpadle je, že maximální velikost pilotního tlaku, který je 40 bar.



Obr. 3.6 Připojení ovládacího tlaku x_1 a x_2



Obr. 3.7 Schéma hydrogenerátoru A4VG40DG.....

Kontrolní výpočet hydraulického výkonu hydrogenerátoru při otáčkách 2000 1/min a tlakovém spadu 25 MPa.

$$P_G = V_{gG} \cdot n \cdot \Delta p \quad (3.22)$$

$$P_G = 40 \cdot 10^{-5} \cdot 33,33 \cdot 25 \cdot 10^6 = 33333$$

$$P_G = 33 \text{ Kw}$$

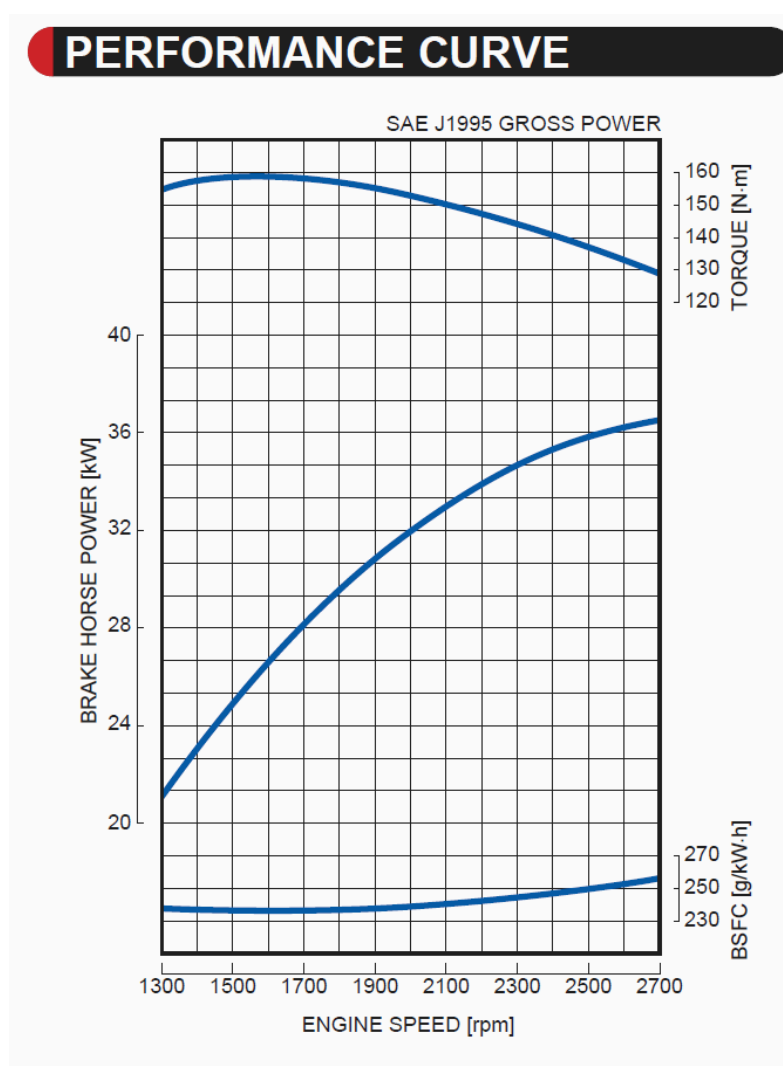
Krouticí moment hydrogenerátoru

$$M_G = \frac{V_{gG} \cdot \Delta p}{2\pi} \quad (3.23)$$

$$M_G = \frac{40 \cdot 10^{-5} \cdot 25 \cdot 10^6}{2\pi} = 159,23$$

$$M_G = 159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Z předešlých výpočtů je zřejmé, že spalovací motor podle původního návrhu nebude vyhovovat. Proto použiji spalovací motor Kubota V 2403-M-E3B s výkonem 36,5 kW. Parametry motoru jsou zakresleny v grafu (3.2)



Graf 3.2 Výkonové parametry motoru Kubota V2403-M-E3B [6]

V následujících tabulkách (Tab. 3.4) a (Tab. 3.5) jsou vyneseny rychlosti stroje v obou režimech

n_{SM} [1/min]	Q_G [dm ³ /min]	Q_M [dm ³ /min]	n_M [1/min]	o_k [m]	v [km/h]
1800	69,1	2,08	33,2	2,0724	4,1
1900	73,0	2,08	35,1	2,0724	4,4
2000	76,8	2,08	36,9	2,0724	4,6
2100	80,6	2,08	38,8	2,0724	4,8
2200	84,5	2,08	40,6	2,0724	5,1
2300	88,3	2,08	42,5	2,0724	5,3
2400	92,2	2,08	44,3	2,0724	5,5
2500	96,0	2,08	46,2	2,0724	5,7
2600	99,8	2,08	48,0	2,0724	6,0
2700	103,7	2,08	49,8	2,0724	6,2

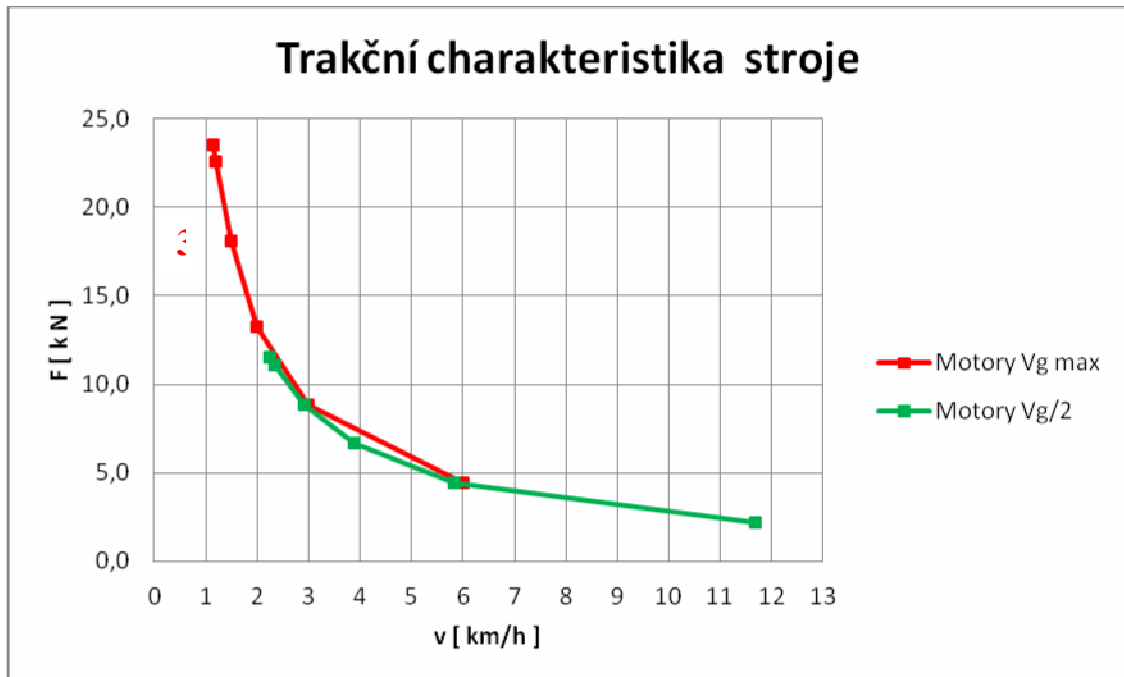
Tab. 3.4 Rychlost stroje při plném geometrickém objemu motorů

n_{SM} [1/min]	Q_G [dm ³ /min]	Q_M [dm ³ /min]	n_M [1/min]	o_k [m]	v [km/h]
1800	69,1	1,04	66,5	2,07	8,3
1900	73,0	1,04	70,2	2,07	8,7
2000	76,8	1,04	73,8	2,07	9,2
2100	80,6	1,04	77,5	2,07	9,6
2200	84,5	1,04	81,2	2,07	10,1
2300	88,3	1,04	84,9	2,07	10,6
2400	92,2	1,04	88,6	2,07	11,0
2500	96,0	1,04	92,3	2,07	11,5
2600	99,8	1,04	96,0	2,07	11,9
2700	103,7	1,04	99,7	2,07	12,4

Tab. 3.5 Rychlosti stroje při polovičním geometrickém objemu motorů

Jak je patrné z tabulek a předchozích výpočtů, stroj splňuje zadané požadavky. Maximální rychlosti stroje jsou o málo vyšší, než požadované což není na závadu. Důležité ovšem je, že výkon motoru odpovídá příkonu stroje v oblasti pracovní rychlosti. Při zvyšování požadavků na rychlost a sílu stroje by stačilo zaměnit hnací motor a čerpadlo s vyšším geometrickým objemem. Tlakové a otáčkové parametry hydromotorů k tomu mají dostatečnou rezervu. Graf 3.3 vyjadřuje trakční charakteristiku stroje ze které, je

patrně, že se rychlosti od rychlostí z tabulek (3.4 a 3.5) příliš neliší. Rozdíl je způsoben tím, že při výpočtech trakčních charakteristik je počítáno s rozdílnou hodnotou Δp .



Graf 3.3 Trakční charakteristika stroje

Kontrolní výpočet pro bod 3 při změně tlaku $\Delta p = 20 \text{ MPa}$:

Celkové účinnosti hydraulických převodníků:

Hydromotory:

$$\eta_{cM} = \eta_{mpM} \cdot \eta_{QM} \quad (3.24)$$

$$\eta_{cM} = 0,94 \cdot 0,96 = 0,9024$$

$$\eta_{cM} = 0,9024$$

Hydrogenerátor:

$$\eta_{cG} = \eta_{mpG} \cdot \eta_{QG} \quad (3.25)$$

$$\eta_{cG} = 0,94 \cdot 0,97 = 0,9118$$

$$\eta_{cG} = 0,91180$$

Celkový převod:

$$i_c = \frac{v_{max} \cdot F_{max}}{F_{sm}} \cdot \frac{1}{\eta_{cG} \cdot \eta_{cM} \cdot 3,6 \cdot 10^3} \quad (3.26)$$

$$i_c = \frac{12 \cdot 10^3 \cdot 23842}{26,5} \cdot \frac{1}{0,9118 \cdot 0,9024 \cdot 3,6 \cdot 10^3} = 3,7$$

$$i_c = 3,7$$

$$Q_{G3} = \frac{60 \cdot P_{gm} \cdot \eta_{Qc}}{\Delta p} \quad (3.27)$$

$$Q_{G3} = \frac{60 \cdot 36,5 \cdot 0,96}{20 \cdot 10^3} = 105,12$$

$$Q_{G3} = 105 \, dm^3 \cdot min^{-1}$$

$$M_{M3} = 0,159 \cdot V_{gm} \cdot \Delta p \cdot \eta_{mp} \quad (3.28)$$

$$M_{M3} = 0,159 \cdot 520 \cdot 20 \cdot 0,94 = 1554,4$$

$$M_{M3} = 1554 \, N \cdot m$$

$$F_3 = \frac{M_{M3} \cdot i_c}{R_k} \quad (3.29)$$

$$F_3 = \frac{1554 \cdot 3,7}{0,33} = 17424$$

$$F_3 = 17424 \, N$$

$$n_{m3} = \frac{Q_{G3} \cdot \eta_{cM} \cdot 10^3}{V_{gm}} \quad (3.30)$$

$$n_{m3} = \frac{105 \cdot 0,9024 \cdot 10^3}{2080} = 45,5$$

$$n_{m3} = 45,5 \, 1/s$$

$$v_3 = \frac{0,377 \cdot n_{m3} \cdot R_d}{i_c} \quad (3.31)$$

$$v_3 = \frac{0,377 \cdot 45,5 \cdot 0,33}{3,7} = 1,53$$

$$v_3 = 1,53 \, km \cdot hod^{-1}$$

4. Hydraulické prvky pohonu stroje

4.1 Dělič průtoku

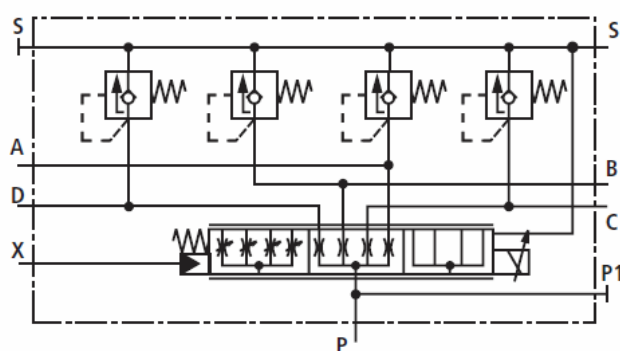
Pro zapojení jednotlivých motorů použijí dělič průtoku pro čtyři motory. V nabídce firmy Rexroth Bosch nesou takové děliče typové označení RTM. Mnou vybraný dělič má označení RTM 16 S 4A – 1X160 P 2 H 420 F12 3 K40 V 11

RTM

typ

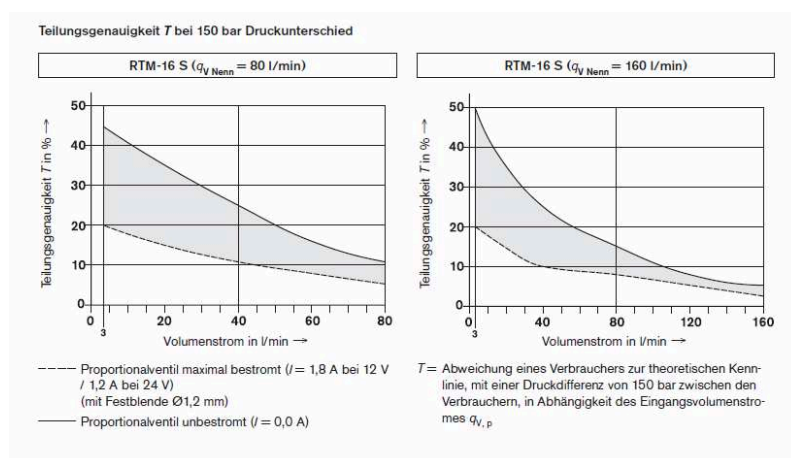
16	řada	
S 4	dělení	4x
A	25:25:25:25	
Průtok děličem	160	dm ³ /min
Maximální tlak	420	bar

Ostatní symboly označují např. napětí na elektromagnetech, způsob ovládání, normy atd. Na (Obr. 4.1) je zakresleno schéma děliče průtoku. Takováto zapojení hydromotorů umožňuje v případě maximální chyby v dělení (poloha rozvaděče vpravo) bezpečný a plynulý průjezd zatáčkou.

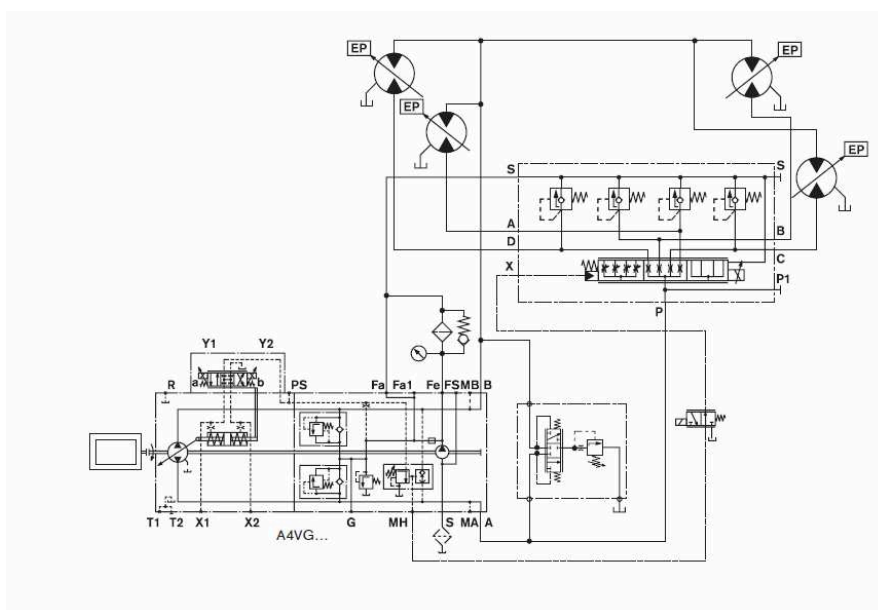


Obr. 4.1 Schéma děliče průtoku RTM [5]

(Graf 4.1) znázorňuje odchylky dělení v závislosti na napětí proporcionálního ventilu a odchylkou spotřebiče (v tomto případě hydromotory) při tlakovém rozdílu 150 bar v závislosti na průtoku. Plná křivka vyjadřuje maximální napětí na rozvaděči a čerchovaná nulové napětí. Na (Obr. 4.2) je zakresleno schéma možného zapojení.



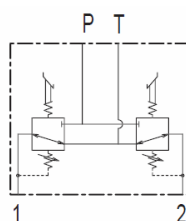
Graf 4.1 Přesnost dělení děliče průtoku RTM [5]



Obr. 4.2 Schéma možného zapojení děliče průtoku RTM [5]

4.2 Dvojitý ovládací pedál HC-RCD [8]

Jedná se o dvojitý ovládací pedál HC-RCD A01 MA RA G02 používaný k ovládání naklápačcí desky hydrogenerátoru. Jeho schéma je na (Obr. 4.3)

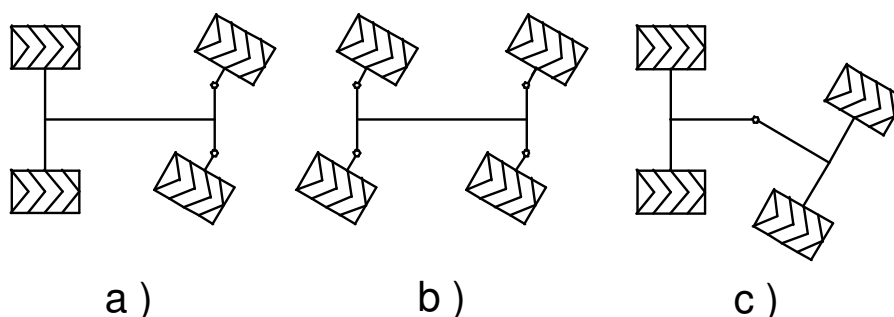


Obr. 4.3 Schéma ovládacího pedálu

5. Hydraulické řízení stroje

Zatáčení vozidel je realizováno různými způsoby. Na (Obr. 5.1) je znázorněno několik z nich. Za (a) se zatáčení uskutečňuje natáčením kol přední nápravy, ale existují i případy s natáčením kol zadní nápravy. Realizace zatáčení vozidla podle (Obr. 5.1 b) probíhá natáčením kol obou náprav najednou. I zde se můžeme setkat s případy, kdy se kola natáčí

ve stejném smyslu, nebo ve smyslu opačném. (Obr. 5.1 c) znázorňuje způsob zatáčení vozidla hojně používaného právě u zemních strojů a to řízení v otočném kloubu.



Obr. 5.1 Způsoby směrového řízení vozidel

5.1 Výpočet přímočarých hydromotorů řízení

Kloubové uspořádání stroje vyžaduje hydraulické řízení. Aby, nedocházelo k přílišnému opotřebení spojovacích čepů, volím možnost zapojení dvou přímočarých hydromotorů. Při výpočtu rozměrů hydromotorů budu vycházet ze silových poměrů na přední nápravě, za předpokladu jejího zatížení 1200 kg.

Síla odporů válení

$$F_{fn} = m_n \cdot g \cdot \cos 21,8^\circ \cdot f_0 \quad (5.1)$$

$$F_{fn} = 1200 \cdot 9,81 \cdot \cos 21,8^\circ \cdot 0,3 = 3467$$

$$F_{fn} = 3467 \text{ N}$$

Síla odporů stoupání

$$F_{sn} = m_n \cdot g \cdot \sin 21,8 \quad (5.2)$$

$$F_{sn} = 1200 \cdot 9,81 \cdot \sin 21,8 = 2236$$

$$F_{sn} = 2236 \text{ N}$$

Síla od setrvačných hmot

$$F_{an} = 1,067 \cdot 1200 \cdot 0,4 = 512 \quad (5.3)$$

$$F_{an} = 512 \text{ N}$$

Celková síla odporů

$$F_{cn} = F_{fn} + F_{sn} + F_{an} \quad (5.4)$$

$$F_{cn} = 3467 + 2236 + 512 = 6215$$

$$F_{cn} = 6215 \text{ N}$$

Trakční síla na přední nápravě

$$F_{tn} = m_n \cdot g \cdot \mu \quad (5.5)$$

$$F_{tn} = 1200 \cdot 9,81 \cdot 0,8 = 9417$$

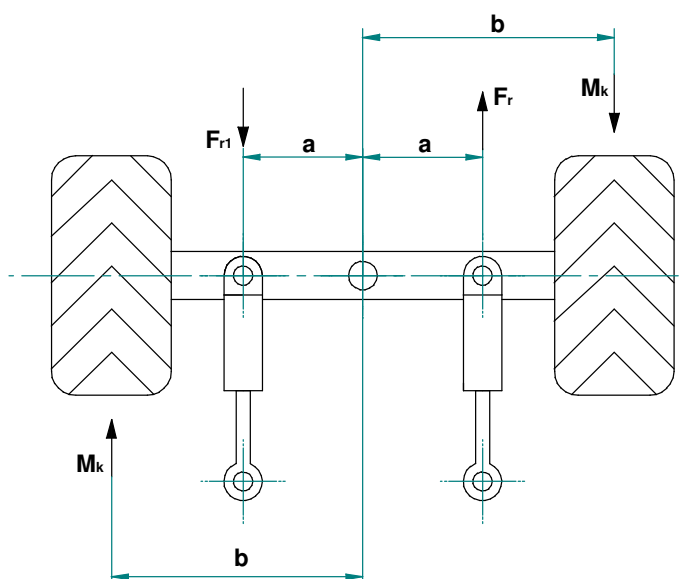
$$\underline{F_{tn} = 9417 \text{ N}}$$

Maximální síla na nápravě

$$F_{max.n} = F_{cn} + F_{tn} \quad (5.6)$$

$$F_{max.n} = 6215 + 9417 = 15632$$

$$F_{max.n} = 15632 \text{ N}$$



Obr. 5.1 Schéma k výpočtu síly zatěžující hydromotor

$$M_k = F_{max.n} \cdot b \quad (5.7)$$

$$M_k = 15632 \cdot 0,7 = 10942$$

$$M_k = 10942 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_r = \frac{M_k}{a} \quad (5.8)$$

$$F_r = \frac{10942}{0,3} = 36473$$

$$F_r = 36473 \text{ N}$$

Hydraulický válec musí překonat sílu 36473 N. Z Pascalova zákona, spočítám plochu pístu, kde si stanovím tlak na řídicí jednotce 160 bar.

$$S_p = \frac{F}{\Delta p} \quad (5.9)$$

$$S_p = \frac{36473}{16 \cdot 10^6} = 0,00228$$

$$S_p = 0,00228 \text{ m}^2$$

V (Tab. 5.1) jsou vypočtené hodnoty ploch přímočarých hydromotorů firmy HYDRAULICS plocha nejbližší výpočtu odpovídá hydraulickému válci ZH2 45/28-300. Jedná se hydraulický válec bez tlumení v koncových polohách se standardními výstupy.

D [m]	d [m]	S _D [m ²]	S _d [m ²]	S _{mezikruží} [m ²]	S _D +S _m [m ²]
0,032	0,018	0,00080384	0,000254	0,0005495	0,001353
0,032	0,02	0,00080384	0,000314	0,00048984	0,001294
0,04	0,022	0,001256	0,00038	0,00087606	0,002132
0,04	0,025	0,001256	0,000491	0,000765375	0,002021
0,045	0,028	0,00158963	0,000615	0,000974185	0,002564
0,05	0,025	0,0019625	0,000491	0,001471875	0,003434
0,05	0,028	0,0019625	0,000615	0,00134706	0,00331

Tab. 5.1 Plochy válců [9]

Skutečnost, že navržené přímočaré hydromotory jsou větší od vypočteného, není na závadu. Budou lépe odolávat případným nárazům nápravy na terénní výstupy (např. obrubník).

5.2 Výpočet posilovače řízení

Pro otáčení volantem mezi krajními polohami se počítá s 3-5 otáčkami volantu. Z této hodnoty a geometrického objemu motoru určím geometrický objem řídicí jednotky.

Otáčky volantu volím 4 z důvodu plynulého řízení.

$$V_{gpm} = S_p \cdot z \quad (5.10)$$

$$V_{gpm} = 0,00158963 \cdot 0,3 = 0,000447$$

$$V_{gpm} = 447 \text{ cm}^3$$

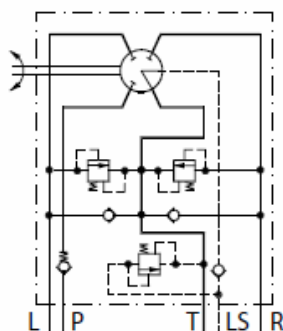
Geometrický objem řídicí jednotky

$$V_{gřj} = \frac{V_{gpm}}{4} \quad (5.11)$$

$$V_{gřj} = \frac{447}{4} = 119$$

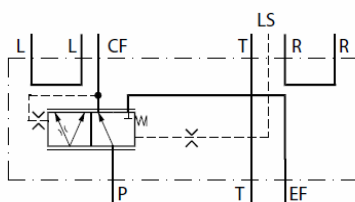
$$V_{gřj} = 119 \text{ cm}^3$$

Z katalogu firmy Sauer – Danfoss [7] vybírám řídicí jednotku OSPC 100 LS. S touto řídicí jednotkou bude počet otáček volantu 4,5. Opět to není na závadu. Tyto řídicí jednotky mají tu výhodu, že v případě poruchy spalovacího motoru jimi lze nouzově otočit.



Obr. 5.2 Schéma řídicí jednotky OSPC [7]

Jak je patrné ze schématu (Obr. 5.2) je u této řídicí jednotky zapotřebí prioritní ventil. Ten slouží k dostatečné dodávce kapaliny pro řízení v případech, je – li řídicí jednotka připojena na jeden hydrogenerátor s jiným spotřebičem. Opět je prioritní ventil vybrán z katalogu firmy Sauer – Danfoss prioritní ventil OLSA 80. Na (Obr. 5.3), je schéma prioritního ventilu OLSA 80.



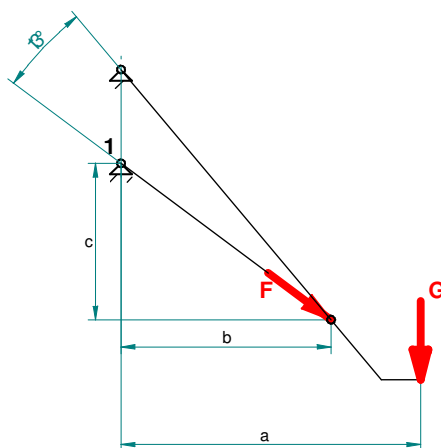
Obr. 5.3 Schéma prioritního ventilu OLSA 80 [7]

6. Pracovní hydraulika stroje

6.1 Parametry pracovního ramene

Celková hmotnost	1000 kg
Max. pracovní tlak	20 MPa

6.2 Výpočet hydromotoru ramene



Obr. 6.1 Schéma k výpočtu hydromotoru ramene

$$\begin{aligned} G &= m \cdot (g + a) \\ G &= 1000 \cdot (9,81 + 0,4) = 13810 \\ G &= 13810 \text{ N} \end{aligned} \tag{6.1}$$

K vypočtené síle připočtu bezpečnost 1,7 kdy, potřebná výsledná síla hydromotoru bude:

$$F_{VH} = F \cdot 1,7 = 87550 \text{ N}$$

Momentová podmínka k bodu 1

$$\begin{aligned} \sum M_1 &= 0 \\ M_1 &= F \cdot b \cdot \cos 13^\circ + F \cdot c \cdot \sin 13^\circ - G \cdot a \\ F &= \frac{13810 \cdot 1,9}{(\cos 13^\circ \cdot 0,4 + \sin 13^\circ \cdot 0,6)} = 51449 \\ F &= 51500 \text{ N} \end{aligned} \tag{6.2}$$

Podle (Tab. 6.1) ve které jsou zapsány typizované průměry pístů přímočarých hydromotorů a k nim dopočítány síly volím přímočarý hydromotor ZH2 75/45-650 [9] bez tlumení v koncových polohách se standartními výstupy. Tento hydromotor odpovídá i svým zdvihem, zdvihu požadovanému.

D _p [mm]	S _p [m ²]	F _v [N]
63	0,00312	62313
65	0,00332	66333
70	0,00385	76930
75	0,00442	88313
80	0,00502	100480

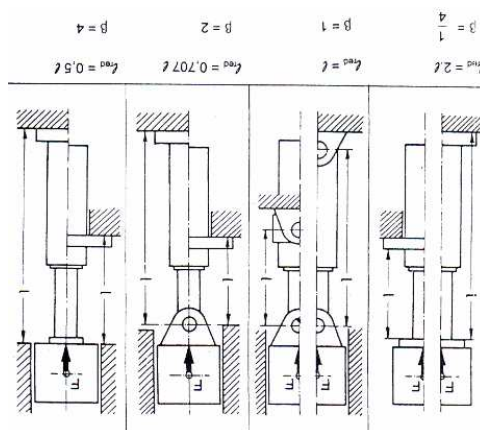
Tab. 6.1 Závislost průměrů pístů na síle

6.3 Kontrola pístnice na vzpěr

Při poloze ramene v nejvyšší poloze dojde ke změně úhlu ramene o 100°. To znamená, že rozměr $c = 0,85 \text{ m}$ a úhel $\alpha = 50^\circ$ jinak momentová věta (6.2) zůstává nezměněna.

$$F_H = \frac{13810 \cdot 1,7}{(\cos 50^\circ \cdot 0,85 + \sin 50^\circ \cdot 0,4)} = 27620$$

$$F_H = 27620 \text{ N}$$



Obr. 6.2 Redukované délky dle způsobu uchycení hydromotoru [10]

V mém případě se jedná o uložení kdy, $\beta = 1$. Tedy $l_{red} = l = 1580$.

Hodnoty potřebné k výpočtu:

d_p	45 mm	
σ_{pt}	440 MPa	mez kluzu
γ_M	1,15	součinitel dílčí spolehlivosti
β	1	součinitel závislý na uložení
α_i	0,49	součinitel imperfekce pro kruh

Poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístnice

$$i = \sqrt{\frac{I}{S}} = \frac{d}{4} \quad (6.3)$$

$$i = \frac{45}{4} = 11,25$$

$$i = 11,25$$

Štíhlost pístnice

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} \quad (6.4)$$

$$\lambda = \frac{1580}{11,25} = 140,4$$

$$\lambda = 140$$

$$40 < \lambda \leq \lambda_m$$

λ_m je tzv. mezní štíhlost pístnice pohybující se mezi hodnotami 90-120. V mém případě je

$\lambda > \lambda_m$ a proto provedu kontrolu podle Eulera.

$$F < F_{kr}$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_{red}^2} \quad (6.5)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 45^2}{4}}{1580^2} = 106254,6$$

$$F_{kr} = 106255 \text{ N}$$

Míra bezpečnosti

$$k = \frac{F_{kr}}{F} \quad (6.6)$$

$$k = \frac{106255}{27620} = 3,847$$

$$k = 3,85$$

Míra bezpečnosti je podle výsledku výpočtu 3,85. Obvyklá hodnota $k = 2 - 4$. Pístnice vyhovuje.

6.4 Volba hydromotoru teleskopu

Hydromotor teleskopu bude potřebovat největší sílu při vysouvání v horní poloze ramene. Proto k jeho určení použijí sílu vypočtenou pro horní polohu ramene. Tuto sílu znásobím koeficientem bezpečnosti $k = 2$.

$$F_{pt} = 27620 \cdot 2 = 55240 \quad (6.7)$$

$$F_{pt} = 55240 \text{ N}$$

Průměr pístu teleskopu

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} \quad (6.8)$$

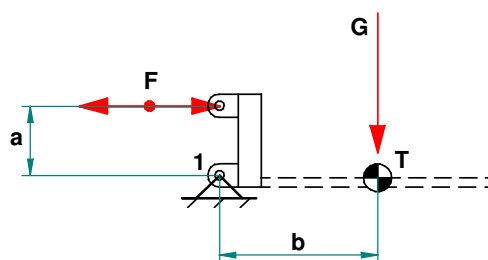
$$D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot 55240}{\pi \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,059317$$

$$D_t = 60 \text{ mm}$$

Z katalogu firmy HydraulICS vybírám pro teleskop hydromotor ZH2 63/40 – 800 [9]. Hydromotor je bez tlumení v koncových polohách a je vybaven standardními vstupy.

6.5 Volba hydromotoru upínací desky přídatných zařízení

Přímočarý hydromotor upínací desky přídatných zařízení je vypočten dle (Obr. 6.2)



Obr. 6.2 Schéma upínací desky

$$M_1 = F_d \cdot a - G \cdot b \quad (6.9)$$

$$F_d = \frac{m \cdot (g + a) \cdot b}{a}$$

$$F_d = \frac{1000 \cdot (9,81 + 0,4) \cdot 0,8}{0,35} = 31565,71$$

$$F_d = 31566 \text{ N}$$

Bezpečnost hydromotoru

$$F_{db} = F_d \cdot k$$

$$F_{db} = 31566 \cdot 2 = 63132$$

$$F_{db} = 63132 \text{ N}$$

Velikost hydromotoru

$$D_{dp} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{F_{db}}{\Delta p}}{\pi}} \quad (6.10)$$

$$D_{dp} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{63132}{20 \cdot 10^6}}{\pi}} = 0,063413$$

$$D_{dp} = 63 \text{ mm}$$

Z katalogu firmy HydraulICS vybírám přímočarý hydromotor ZH2 65/40 – 550 [9]

6.6 Výpočet hydrogenerátoru přídavných zařízení

Pro manipulaci s břemeny je běžný čas zdvihu přímočarých hydromotorů mezi krajními polohami cca. 6 – 8 s. Ve výpočtech budu počítat s vyšší hodnotou.

Objem přímočarých hydromotorů

$$V_c = V_{hr} + V_{ht} + V_{hd} \quad (6.11)$$

Hodnoty jednotlivých geometrických objemů jsou znázorněny v (Tab. 6.2).

V_{hr}	V_{ht}	V_{hd}	V_c
[dm ³]	[dm ³]	[dm ³]	[dm ³]
2,9	2,5	1,8	7,2

Tab. 6.2 Objemy přímočarých hydromotorů

Maximální průtok hydromotory

$$Q_{Hmax} = \frac{V_c}{t_{zdvihu}} \cdot 60 \quad (6.12)$$

$$Q_{Hmax} = \frac{7,2}{8} \cdot 60 = 54$$

$$Q_{Hmax} = 54 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Geometrický objem hydrogenerátoru

$$V_{gGprac} = \frac{Q_{Hmax}}{n_{pracovní} \cdot \eta_{QGprac}} \quad (6.13)$$

$$V_{gGprac} = \frac{0,054}{2000 \cdot 0,9} = 0,00003$$

$$V_{gGpracovní} = 30 \text{ cm}^3$$

Výše vypočtený geometrický objem by musel mít hydrogenerátor pracovní hydrauliky v případě, že všechny přímočaré hydromotory pracují na plný výkon. V praxi se ovšem s tímto případem nesetkáme. Většinou se jedná o pohyby pomalejší maximálně dvou hydromotorů najednou. Stroje podobné mému mají minutový průtok zpravidla kolem 30 dm³/min, což odpovídá geometrickému objemu čerpadla cca. 11 – 14 cm³. Případná potřeba deficitu kapaliny se dá kompenzovat krátkodobým zvýšením otáček hnacího motoru. Pro zvýšené potřeby některých přídavných zařízení na množství přivedené kapaliny, lze spojit paralelně dva menší hydrogenerátory, což se v praxi běžně děje.

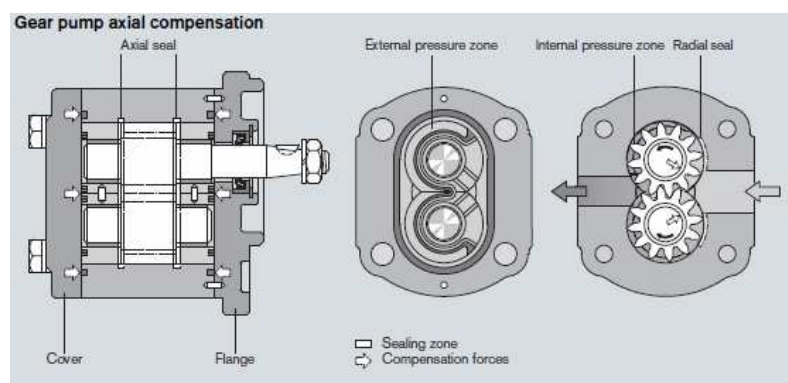
Proto volím zubový hydrogenerátor firmy Rexroth Bosch Group [5] a to:

AZPS-11-016.....Sxxx (Obr. 6.3)

Jehož hlavní parametry jsou:

Δp_{max}	25	[MPa]
n_{max}	3000	[1/min]
V_g	16	[cm ³ /ot]

Ostatní symboly v kódu čerpadla označují připojovací rozměry, materiál těsnění atd. Na (Obr. 6.3) je znázorněn řez takovýmto hydrogenerátorem a v (Tab. 6.3) jsou zaneseny minutové průtoky v závislosti na otáčkách spalovacího motoru. Takovéto průtoky jsou plně dostačující pro běžné zařízení, které se ke stroji připojuje.



Obr. 6.3 Zubové čerpadlo řady AZPS [5]

n_M [1/min]	Q_ζ [dm^3/min]
1500	22,08
1600	23,552
1700	25,024
1800	26,496
1900	27,968
2000	29,44
2100	30,912
2200	32,384
2300	33,856
2400	35,328
2500	36,8
2600	38,272
2700	39,744

Tab. 6.3 Průtoky čerpadla AZPS 016

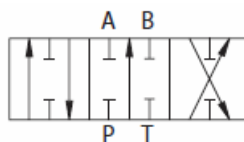
6.6 Volba rozvaděče

Při volbě rozvaděče je zapotřebí zohlednit několik základních požadavků na rozvaděč. Prvním kritériem je průtok rozvaděčem. Dalším zástavbové rozměry rozvaděče, důležité u malých strojů, požadované funkce rozvaděče a v neposlední řadě způsob ovládání rozvaděče. Z hlediska ceny jsem vyloučil proporcionální rozvaděč, i když v případě nutnosti plynulejších pohybů je takovýto rozvaděč nutností. Firma Sauer – Danfoss má s rozvaděči bohaté zkušenosti a na trh uvádí nepřeberné množství rozvaděčů. Proto jsem se rozhodl pro skupinový rozvaděč typové řady CDS 60. Na (Obr. 6.4) jsou tabulkově vyznačeny základní parametry těchto rozvaděčů.

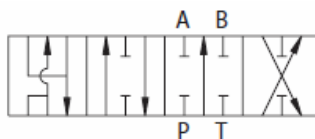
Maximum flow (CDS 100)	100 l/min [26.4 US gal/min]
Maximum flow (CDS 60)	60 l/min [15.8 US gal/min]
Work pressure	210 bar [3050 psi]
Maximum pressure	250 bar [3625 psi]
Maximum pressure (outlet section)	40 bar [580 psi]
Temperature range	-40° to 80° C [-40 to 176° F]
Recommended fluid type	Mineral based hydraulic oil
Recommended viscosity	26-55 mm ² /sec (cSt) [123-255 SUS]
Minimum fluid cleanliness (per ISO 4406)	19/16

Obr. 6.4 Parametry rozvaděče CDS 60 [7]

K jednotlivým sekcím rozvaděčů je zapotřebí připojit sekci se společným pojistným ventilem E60 AC2. Pro jednotlivé sekce skupinového rozvaděče přiřadím typy rozvaděčů podle požadovaných funkcí. Ovládání teleskopu, upínací desky a příslušenství bude rozvaděč 4/3 dle (Obr. 6.5). Ovládání ramene, bude mít rozvaděč 4/4 dle (Obr. 6.6) s plovoucí funkcí.

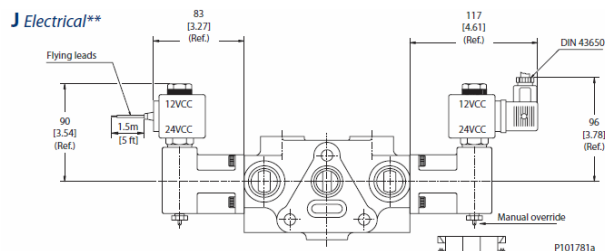


Obr. 6.5 Typ rozvaděče [7]



Obr. 6.6 Rozvaděč s plovoucí funkcí [7]

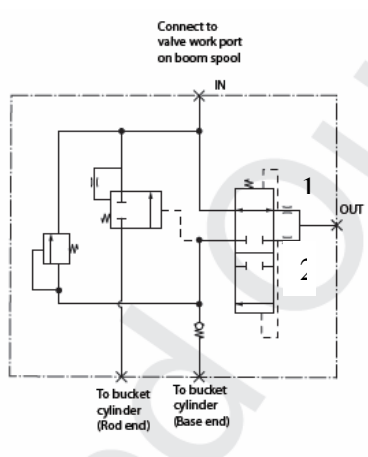
Ovládání rozvaděčů bude realizováno elektricky dle (Obr. 6.7) společným jojistikem JS 1000 rovněž z produkce firmy Sauer – Danfoss



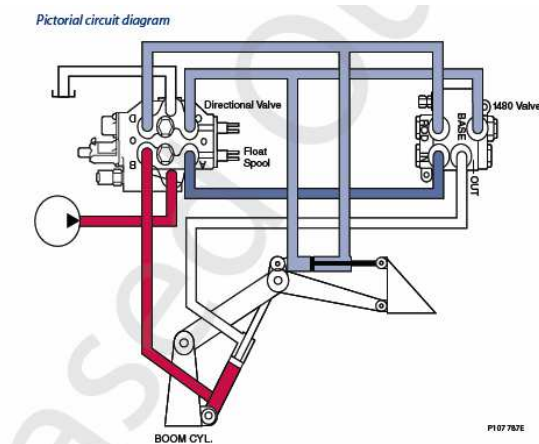
Obr. 6.7 Ovládání jednotlivých sekcí skupinového rozvaděče [7]

6.7 Paralelogram

Pro snadnější manipulaci s břemeny se v hojné míře používají paralelogramy. Většinou se jedná o paralelogramy mechanické. V případě, že je na stroji použit teleskop, je použití mechanického paralelogramu nemožné z hlediska zajištění pevné vazby mezi lžící a ramenem nakladače. V sortimentu firmy Sauer – Danfoss se nachází vyrovnávací ventil model 1480, který tuto funkci umožňuje. Na (Obr. 6.8) je schéma takového ventilu a na (Obr. 6.9) je znázorněno zapojení funkce paralelogramu. K jeho správné funkci je zapotřebí zkombinovat velikosti průměrů clonek 1a 2 v závislosti objemů hydraulických válců pohybů ramene a lžice (v mém případě upínací desky).



Obr. 6.8 Schéma vyrovnávacího ventilu paralelogramu [7]

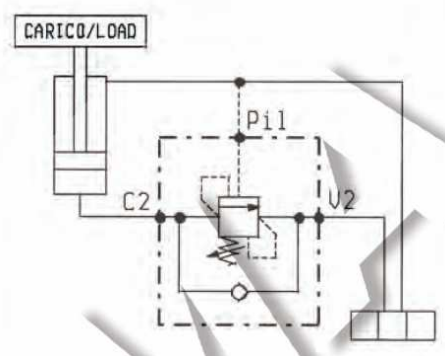


Obr. 6.9 Zapojení paralelogramu [7]

6.8 Ostatní komponenty pracovní hydrauliky

6.8.1 Jednosměrný brzdný ventil

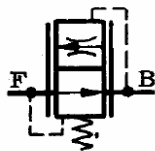
Z hlediska řízeného spouštění hmotné zátěže a její fixaci v libovolné poloze je zapotřebí vložit do obvodu hydraulického válce ramene brzdný ventil. Z katalogu firmy Hydroma vybírám jednosměrný brzdný ventil VBSO-SE-NA 05.41.62-10-02-20. Schéma zapojení je na (Obr. 6.10). Tento ventil je vhodný pro hydraulické válce, které mají poměr činných ploch (tj. plocha pístu a plocha mezikruží) 3:1. Případnou odchylku je možné zkorigovat seřízením tlakového ventilu.



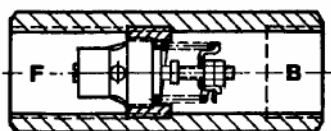
Obr. 6.10 Schéma zapojení brzdného ventilu [8]

6.8.2 Proudový ventil

Tento ventil se používá k zajištění maximálního nastaveného průtoku. Vyrábí se ve formě patrony, kterou lze bezproblémově zapojit přímo do potrubí. V katalogu firmy HAVE HYDRAULIK jsem vybral proudový ventil SB1 9C-25. Znamená to, že je nastaven na maximální průtok $25 \text{ dm}^3/\text{min}$. Takovýto průtok mi zajistí zvednutí ramene za 6.9 s. Na (Obr. 6.11) je schematická značka proudového ventilu a na (Obr. 6.12) řez takovýmto ventilem.



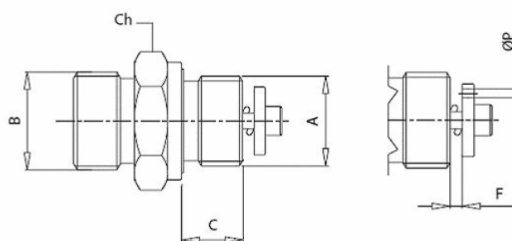
Obr. 6.11 Schematická značka proudového ventilu [13]



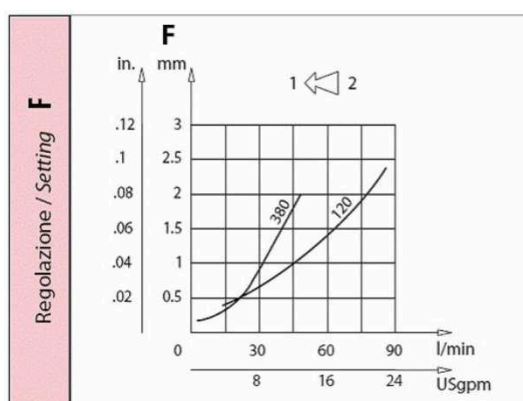
Obr. 6.12 Řez proudovým ventilem [13]

6.8.3 Pádový ventil

Pádové ventily se používají k zamezení volného pádu břemene při poškození vedení tlakové kapaliny. Proto je nutné namontovat jej přímo do hrdla přímočarého hydromotoru do portu pro zvedání břemene. Proudový ventil zajišťuje maximální průtok $25 \text{ dm}^3/\text{min}$. K této hodnotě připočítám asi 20%, což je cca. $30 \text{ dm}^3/\text{min}$. V katalogu firmy REROSA jsem našel pádový ventil VUBA – 380 – T12. Jeho výkres je na (Obr. 6.13) i s vyznačeným seřizovacím rozměrem F. Z (Graf. 6.1) odečtu odpovídající hodnotu F a seřídím ji přímo na ventilu. Existují dva typy těchto ventilů, jedny uzavřou neprodyšně odtokový port a břemeno zůstane v poloze, v jaké došlo k poškození vedení. V případě druhém je pádový ventil vybaven obtokovou clonou, která nechá břemeno sjet do koncové polohy rychlostí odpovídající velikosti clony. Osobně se kloním k prvnímu případu kdy, opravím poškozené vedení přímo na místě nehledě na ekologické škody způsobené vyprázdněním celého objemu válce s použitím pádového ventilu s clonou.



Obr. 6.13 Rozměry pádového ventilu [11]



Graf. 6.1 Seřizovací hodnoty v závislosti na průtoku [11]

7. Výpočet velikosti nádrže

Hydraulické nádrže mají v obvodech mobilní i stabilní hydrauliky svou nezastupitelnou úlohu. Plní zde řadu funkcí např. uklidnění kapaliny, zásobník kapaliny, vypouštění usazenin, chlazení kapaliny atd. Hydraulická nádrž by měla být co možná největší. Jak z hlediska objemu, tak z hlediska teplosměnné plochy. U mobilních strojů se tento požadavek jen těžko splňuje. Zvláště u malých strojů není místa pro nádrž nazbyt. Výpočtem množství tepla, které je nádrž schopna odvézt nemá v mém případě význam neboť neznám její umístění ani materiál ze kterého bude nádrž vyrobena. K výpočtu její velikosti použiji vztah [12]

$$V_N = (0,24 + 0,3) \cdot \sum Q_G + \sum V_M \quad (7.1)$$

Kde:

Q_G je minutový průtok hydrogenerátorů v obvodu. V mém případě, hydrogenerátoru plnicího a hydrogenerátoru pracovní hydrauliky při maximálních otáčkách.

V_M jsou geometrické objemy všech hydromotorů v obvodu.

Tedy:

$$V_N = 0,26 \cdot (40,5 + 43,2 + 7,2 + 2,08) = 24,1748$$

$$V_N = 25 \text{ dm}^3$$

Celkový objem nádrže je ovšem nutno zvětšit o 15 – 20% v důsledku objemových změn při změně teploty.

Takže:

$$V_{NC} = V_N + (V_N \cdot 0,2) \quad (7.2)$$

$$V_{NC} = 25 + (25 \cdot 0,2) = 30$$

$$V_{NC} = 30 \text{ dm}^3$$

Takto vypočtená velikost nádrže je minimální a je – li, to konstrukčně možné není na škodu, bude – li větší.

8. Filtrace kapaliny

S ohledem na použité prvky v hydraulickém obvodu volím následující způsob filtrace. Na sání kovový filtr MSZ 202 MN A B 5. Tento filtr pro průtok 60 dm^3 bude umístěn dvojmo přímo v nádrži. Jeho filtrační schopnost je $125 \mu\text{m}$ a je určen k zabránění vniknutí větších nečistot z nádrže do okruhu. Nejcitlivější na nečistoty je axiální pístové čerpadlo plus radiální hydromotory. Potřebnou čistotu kapaliny zajistím vložením filtru TLM 055 CD 1 BB 3 TO mezi plnicí hydrogenerátor a uzavřený okruh. Jeho filtrační schopnost je $10 \mu\text{m}$. Zároveň je vybaven indikací zanesení s obtokem při zanesení. Pro ostatní filtraci použiji zpětný filtr LFM 120 MV 10 B 280. Jeho filtrační schopnost je $10\text{--}25 \mu\text{m}$, je vybaven indikátorem zanesení s obtokem. Průtok filtrem je $120 \text{ dm}^3/\text{min}$. Všechny filtry byly vybrány z katalogu firmy Hydroma [8].

9. Tepelná bilance hydraulického obvodu

V hydraulických obvodech mobilních strojů se energie získaná z hnacího motoru mění v energii tlakovou. Část získané energie se přemění na práci, která je využita pro pohyb stroje a část energie se mění na teplo. Tato energie je ztrátová (nevratný jev). Definice přenosu energie je dána poměrem energie vstupní a výstupní podle vztahu:

$$G_W = \frac{W_1}{W_2} \quad (9.1)$$

9.1 Ztrátový výkon

Ztrátový výkon lze vypočítat za předpokladu, že známe vstupní nebo výstupní výkon a dílčí účinnosti jednotlivých agregátů podle vztahu [3]

$$\sum \Delta p_z = P_1 \cdot (1 - \eta_c) \quad (9.2)$$

Problém je v tom, že mobilní stroje nemají konkrétní zátěž a proto se u jejich hydrogenerátorů a hydromotorů nedají přesně definovat jak mechanicko – tlaková tak objemová účinnosti. Tyto hodnoty se výrazně mění podle zatížení vlivem změn tlaku, teploty, viskozity a použité hydraulické kapaliny. Proto vypočtu ztrátový výkon v pracovním režimu stroje tj. 2000 l/min a tomu odpovídajícího výkonu spalovacího motoru odečteného z (Grafu 3.2) kapitola 3.

Tedy po dosazení do vztahu (9.2) je:

$$\begin{aligned}\Delta p_z &= P_{2000} \cdot (1 - \eta_{CG} \cdot \eta_{CM1} \cdot \eta_{CM2} \cdot \eta_{M3} \cdot \eta_{M4}) \\ \Delta p_z &= 32 \cdot (1 - 0,9024 \cdot 0,9118 \cdot 0,9118 \cdot 0,9118 \cdot 0,9118) = 12,406 \\ \Delta p_z &= \Phi = 12,4 \text{ kW}\end{aligned}\tag{9.3}$$

Ztrátový výkon pojezdu stroje je 12,4 kW.

9.2 Volba chladiče

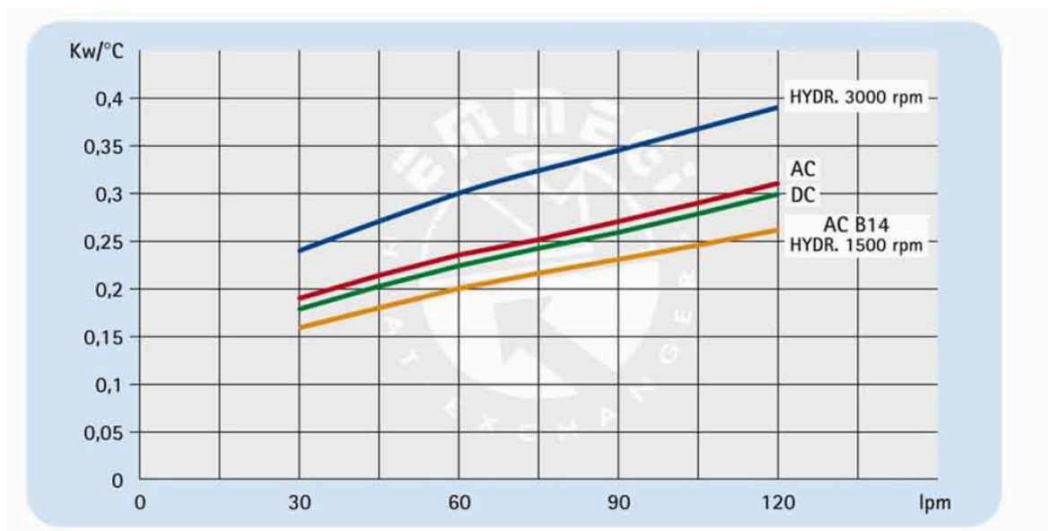
Při návrhu chladiče budu vycházet z vypočtené hodnoty $P_Z = \Phi_{\text{chladiče}} = 12,4 \text{ kW}$.

Teplotní spád na chladiči [14]

$$\begin{aligned}\phi &= \frac{\Phi_{\text{chladiče}}}{\tau_1 - \tau_2} \\ \phi &= \frac{12,4}{65 - 20} = 0,27556 \\ \phi &= 0,28 \text{ kW} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\tag{9.3}$$

Pro použití olejového chladiče, olej – vzduch je zapotřebí vypočíst průtok oleje chladičem. V mém případě je to cca. 20% průtoku plnicího čerpadla odvedeného proplachovacím blokem a průtok čerpadla pracovní hydrauliky při maximálních otáčkách.

$$\begin{aligned}Q_{\text{chladiče}} &= (Q_{\text{gplnicí}} \cdot 0,2) + Q_{\text{gpracovní}} \\ Q_{\text{chladiče}} &= (40,5 \cdot 0,2) + 43,2 = 51,3 \\ Q_{\text{chladiče}} &= 51,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}\end{aligned}\tag{9.4}$$



Graf 9.1 Výkonové křivky chladiče Air-oil serie 2000K 2 520 033 01 [8]

Protože byl ztrátový výkon určen víceméně odhadem je potřeba případný prototyp řádně odzkoušet na tepelnou bilanci v maximálních zatěžujících podmínkách. Případné přehřívání uzavřeného okruhu je možné snížit vyšším odvodem kapaliny přes proplachový blok. Ten slouží k odvodu kapaliny z uzavřeného hydraulického obvodu k filtraci a chlazení.

10. Závěr:

Tato diplomová práce se zabývá návrhem pojezdu malého zemního stroje a jeho pracovní hydraulikou. Dle zadání byl proveden silový rozbor stroje v pracovních i přepravních podmínkách. Na základě tohoto rozboru byly vybrány jednotlivé hydraulické komponenty stroje tak aby stroj vyhovoval silově i rychlostně danému zadání.

Při návrhu pracovní hydrauliky byl brán nemalý zřetel na bezpečnost provozu stroje a to zejména na práci s ramenem stroje. Přímočarý hydromotor ramene byl osazen jak brzdným ventilem pro plynulé spouštění břemene a jeho případné fixaci v libovolné poloze, tak i pádovým ventilem pro případ poruchy na stroji. Rovněž byly pro pracovní hydrauliku vybrány jednodušší prvky, aby se částečně stroj cenově kompenzoval. V oblasti uzavřeného okruhu byly použity dvourychlostní hydromotory a dělič průtoku pro čtyři motory, což není zrovna nejlevnější záležitost.

Při výběru jednotlivých prvků jsem se soustředil na dva největší výrobce a to Bosch Rexroth a Sauer – Danfoss. Ostatní dodavatelé většinou působí spíše jako zprostředkovatelé různých např. italských firem. Ideální stav by byl využít nabídky jednoho výrobce ovšem např. Sauer – Danfoss dvourychlostní hydromotory vůbec nevyrábí. Dle mého názoru se obě firmy uspokojivě navzájem doplňují, což pro zákazníka znamená, že vždy najde to, co mu zrovna nejlépe vyhovuje.

Mobilní stroj navržený v této diplomové práci představuje jen jednu z mnoha možností sestavení stroje podobného typu. Nabídky jednotlivých agregátů firem umožňují velké množství různých kombinací a za pomoci nich by neměl být problém sestavit stroj na míru pro konkrétnější pracovní podmínky za přijatelnou cenu. Konkrétnější zadání nikdy není na škodu z hlediska chlazení systému.

Na úplný závěr bych rád podotknul, že případná výroba takového stroje sebou nese množství problémů, které je třeba řešit. Ať se to týká umístování jednotlivých komponent do stísněného prostoru, tak různých zádrhelů během oživování stroje a jeho uvedením do provozu. Na propojení jednotlivých agregátů bych doporučil sjednotit všechny spojovací prvky (hrdla, tvarovky) do jednotné řady. Například podle DIN 2353. Jde o to že, různí výrobci používají ve svých výrobcích různé typy závitů (UNF, UNC, palcové, metrické, kuželové). Pomocí spojovacích součástí dle DIN 2353 lze jednoduchým způsobem sjednotit všechny spoje na metrické závity a je zaručena i jednotná velikost kužele 24°. Dále je nutné dodržet požadované světlosti jednotlivých vedení i doporučené rychlosti proudění. Podle doporučení výrobců jednotlivých prvků je důležité navrhnout vhodnou

pracovní kapalinu celého systému, samozřejmě i ohledem na prostředí a klimatické podmínky, ve kterých se bude stroj pohybovat. Samozřejmě celý úspěch stroje začíná již ve výrobě. Zde je zapotřebí dodržovat montážní postupy s hlavním zřetelem na čistotu prostředí, aby se zamezilo již na počátku vniknutí nečistot do systému.

11. Seznam použité literatury

- [1] MORAVEC, V.; *Mechanické a hydraulické převody – mechanické převody*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2008. 109 s. ISBN 978-80-248-1057-7
- [2] JEŘÁBEK, K.; HELEBRANT, F.; JURMAN, J.; VOŠTOVÁ, V.; *Stroje pro zemní práce Silniční stroje*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1996. 468 s.
- [3] KOPÁČEK, J.; *Mechanické a hydraulické převody – hydraulické převody*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2001. 186 s. ISBN 80-7078-413-X
- [4] PAVLOK, B.; *Hydraulické prvky a systémy, Díl 1*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2009. 156 s. ISBN 978-80-248-0857-4
- [5] <http://www.boschrexroth.cz>
- [6] <http://www.kubota.de>
- [7] <http://www.sauer-danfoss.com>
- [8] <http://www.hydroma.cz>
- [9] <http://www.hydraulics.cz>
- [10] PAVLOK, B.; KOPÁČEK, J.; *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2009. 156 s. ISBN 978-80-248-0856-7
- [11] <http://www.rerosa.cz>
- [12] PAVLOK, B.; *Hydraulické prvky a systémy, Díl 2*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6
- [13] <http://www.hawe.de>
- [14] KOPÁČEK, J.; *Pohony a převody*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2009. 221 s. ISBN 978-80-248-1967-9
- [15] PIVOŇKA, J a kol. *Tekutinové mechanismy*. SNTL Praha, 1987, 256 s.
- [16] WILL, D.; GEBHARDT, N. *Hydraulik Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Berlin; Heidelberg; New York: Springer, 2008, 4. vyd., 450 s. ISBN 978-3-540-79534-6.

12. Přílohy

Příloha č. 1

Hydraulické schéma malého zemního stroje